

Jan Finke

Konstruktiver Entwurf der
Antriebsbaugruppe eines
Formelrennwagens

Bachelorarbeit

HOCHSCHULE MITTWEIDA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich Maschinenbau /
Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Jan Finke

Konstruktiver Entwurf der
Antriebsbaugruppe eines
Formelrennwagens

eingereicht als

Bachelorarbeit

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich Maschinenbau /
Feinwerktechnik

Mittweida, 2009

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Frank Weidermann
Zweitprüfer: Dipl.-Ing.(FH) Andreas Wüstrich

Die vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Finke, Jan:

Konstruktiver Entwurf der Antriebsbaugruppe eines Formelrennwagens. – 2009.

– 91 S. Mittweida, Hochschule Mittweida, Fachbereich Maschinenbau /
Feinwerktechnik, Bachelorarbeit, 2009

Referat:

Ziel der Bachelorarbeit ist die Untersuchung der Möglichkeit den Motor als tragendes Bauteil zu verwenden. Hierzu wird ein geeigneter Motor ausgewählt und überprüft, ob dieser als tragendes Bauteil verwendet werden kann. Zusätzlich wird eine Untersuchung zu Alternativen in der Kraftübertragung auf die Hinterachse geführt.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	3
Tabellenverzeichnis	5
Nomenklatur.....	6
0 Einleitung	8
0.1 Formula Student	8
0.2 Das Fahrzeugkonzept.....	9
1 Motorauswahl.....	11
1.1 Auswahlkriterien	11
1.2 Motorenauswahl	12
2 Alternativen der Drehmomentübertragung.....	15
2.1 Mögliche Varianten der Drehmomentübertragung auf die Hinterachse.....	15
2.2 Auslegung des Zahnriementriebes	15
2.3 Komponenten des Kettentriebes.....	23
2.4 Vergleich der Varianten	24
3 Entwurf des Rahmens.....	27
3.2 Konstruktiver Entwurf des Rahmens.....	27
3.2 Erstellen der Modellgeometrie für des FEM-Programm	31
4 FEM-Analyse	32
4.1 Begriff FEM – allgemeine Beschreibung.....	32
4.2 Lastfälle	34
4.3 FEM-Analyse des Rahmens	36
4.4 Auswertung der Ergebnisse der Rahmenanalyse	41
4.5 FEM-Analyse des Motors.....	47
4.6 Auswertung der Ergebnisse der Motoranalyse	53
5 Zusammenfassung und Auswertung der Ergebnisse.....	56
Anlagen	58
Anlage 1-1	58
Anlage 2-1 [19]	59
Anlage 2-2 [23]	60
Anlage 2-3 [18]	60
Anlage 2-4 [18]	61

Anlage 2-5 [18]	61
Anlage 2-6 [18]	61
Anlage 2-7 [18]	62
Anlage 2-8[18]	62
Anhang 4-1	63
Anlage 4-2	85
Literaturverzeichnis	87
Erklärung.....	91

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Baugruppen eines Rennfahrzeugs[3]	9
Abbildung 2 Mahle Motor [17]	12
Abbildung 3 Suzuki GSX-R 600 Motor [4]	13
Abbildung 4 Vergleich der Zahnriementypen [18]	16
Abbildung 5 Typ 3F [20]	21
Abbildung 6 Typ 10[20]	21
Abbildung 7 benötigter Bauraum der Zugmitteltriebe	25
Abbildung 8 vorderer Aufbau des Rahmens	27
Abbildung 9 Anordnung der Rohre zueinander [3]	28
Abbildung 10 Element zum Verbinden von Rohren [2].....	29
Abbildung 11 Entwurf Rahmen.....	29
Abbildung 12 Rahmen von Rechts mit Motor	30
Abbildung 13 Rahmen mit Motor Draufsicht.....	30
Abbildung 14 Skizze für die FEM Analyse	31
Abbildung 15 Lastfälle für die Auslegung von Fahrwerksteilen [3]	34
Abbildung 16 Modell mit vernetzten Rahmenrohren	38
Abbildung 17 Binden der Freiheitsgrade	39
Abbildung 18 Vergleichsspannungen nach Misses	40
Abbildung 19 Extreme Anfahrt	41
Abbildung 20 Extreme Kurvenfahrt	42
Abbildung 21 Extreme Bremsung.....	42
Abbildung 22 Überschlag	43
Abbildung 23 Maximaler vertikaler Stoß.....	43
Abbildung 24 Normalspannungen in x-Richtung	44
Abbildung 25 Prinzip von de Saint Venant [24]	48
Abbildung 26 Motoraufhängung vorn links im CAD-Programm	49
Abbildung 27 Motoraufhängung vorn links real	49
Abbildung 28 Motoraufhängung vorn rechts in CAD-Programm	49
Abbildung 29 Motoraufhängung vorn rechts real.....	50
Abbildung 30 vernetztes Modell Motoraufhängung vorn rechts.....	51
Abbildung 31 Aufbringen der Kräfte	52
Abbildung 32 Binden der Freiheitsgrade	52

Abbildung 33 Vergleichsspannung nach Misses Motoraufhängung vo. Re.....	53
Abbildung 34 Vergleichsspannung nach Misses Motoraufhängung vo. Li.	54
Abbildung 35 Motoraufhängung hinten oben	55
Abbildung 36 Motoraufhängung hinten untern	55

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Komponenten Zahnriemen	20
Tabelle 2 Gewicht Zahnriementrieb	22
Tabelle 3 Gewicht Kettentrieb	24
Tabelle 4 Abmaße zur Bestimmung der Baugröße	25
Tabelle 5 Gewicht der Fahrzeugkomponenten	40
Tabelle 6 Belastungen der Motoraufhängung	46

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Benennung
a_0	mm	vorläufiger Achsabstand
b	mm	Riemenbreite
d_{dg}	mm	Riemenscheibenrichtdurchmesser der großen Scheibe
d_{dk}	mm	Riemenscheibenrichtdurchmesser der kleinen Scheibe
e'	mm	vorläufiger Wellenabstand
e	mm	endgültiger Wellenabstand
f_{Bmax}	s^{-1}	maximale auftretende Biegefrequenz
f_{Bzul}	s^{-1}	zulässige Biegefrequenz
F_{max}	N	maximale Riemenzugkraft
F_{zul}	N	zulässige Riemenzugkraft
i_1	1	Übersetzung im 1.Gang
i_6	1	Übersetzung im 6.Gang
i_{G1}	1	Getriebeübersetzung im 1.Gang
i_{G6}	1	Getriebeübersetzung im 6.Gang
i_H	1	Hauptübersetzung
i_K	1	vorläufige Übersetzung des Riementriebs
i_K	1	Übersetzung des Riementriebs
k_A	1	Anwendungsfaktor
L	mm	Kettenlänge
L'_d	mm	theoretische Riemenlänge
L_d	mm	Riemenrichtlänge (Bestelllänge)
m_K	g	Kettengewicht
M_{max}	Nm	maximales Motordrehmoment
m_z	g	Gewicht des Zahnriemens
n_{11}	min^{-1}	Drehzahl der kleinen Riemenscheibe im 1.Gang

n_{kmax}	min^{-1}	maximale Drehzahl der kleinen Riemenscheibe
n_M	min^{-1}	Motordrehzahl bei Nennleistung
n_{Mmax}	min^{-1}	maximale Motordrehzahl
P'	kW	Berechnungsleistung
p	mm	Zahnriementeilung/Kettenteilung
P_{Korr}	kW	übertragbare Leistung des Zahnriemens
P_{Nenn}	kW	Nennleistung des Motors
P_{Tab}	kW	übertragbare Leistung pro 12mm Riemenbreite
P_{zus}	kW	zusätzliche Leistung bei Übersetzung ins Langsame
S_6	1	Längenkorrekturfaktor
S_7	1	Breitenkorrekturfaktor
T_{max}	Nm	maximales Drehmoment der kleinen Riemenscheibe
v_{max}	m/s	maximale Riemengeschwindigkeit
v_{zul}	m/s	zulässige Riemengeschwindigkeit
X	1	tatsächliche Kettengliederanzahl
X_0	1	rechnerische Kettengliederanzahl
z	1	Anzahl der Riemenscheiben
z_1	1	Zähnezahl des treibenden Kettenrades
z_2	1	Zähnezahl des getriebenen Kettenrades
z'_g	1	vorläufige Zähnezahl der großen Scheibe
z_g	1	Zähnezahl der großen Scheibe
z_k	1	Zähnezahl der kleinen Scheibe
z_R	1	Riemenzähnezahl

0 Einleitung

0.1 Formula Student

Bei der Formula Student handelt es sich um einen internationalen Konstruktionswettbewerb, bei dem Studenten in Teamarbeit einen einsitzigen Rennwagen entwickeln und fertigen. Bei dem Wettbewerb siegt jedoch nicht automatisch das schnellste Fahrzeug, sondern es kommt vielmehr auf das beste Gesamtpaket aus Konstruktion, Rennperformance, Finanzplanung und Verkaufsargumenten an. Ziel des Projektes ist eine Ergänzung des Studiums um intensive Erfahrungen mit Konstruktion und Fertigung sowie wirtschaftlichen Aspekten. Die Studenten sollen annehmen, sie seien von einer Firma beauftragt wurden einen Prototypen herzustellen, mit nicht-professionellen Wochenenderrennfahrern als Zielgruppe. Das Fahrzeug sollte gute Fahreigenschaften im Bezug auf Handling, Beschleunigung und Bremskraft aufweisen. Ebenso spielen Faktoren wie Ästhetik, Komfort und der Einsatz von Serienteilen eine Rolle. Zudem sollte das Fahrzeug zuverlässig, einfach zu betreiben sein und möglichst wenig kosten. Der Wettbewerb setzt sich aus statischen und dynamischen Disziplinen zusammen. Eine Jury aus Experten der Automobil- und Zulieferindustrien sowie dem Motorsport bewertet jede Konstruktion, Verkaufspräsentation und jeden Kostenplan. Dies entspricht dem statischen Wettbewerbsanteil. Zusätzlich werden dynamische Disziplinen auf der Rennstrecke durchgeführt und bewertet, um den Einsatz in der Praxis zu realisieren und zu beurteilen. Der dynamische Anteil setzt sich aus folgenden Disziplinen zusammen: Skid Pad (Rundkurs in Form einer liegenden Acht), Acceleration (Beschleunigungstest über 75m), Autocross (ca. 800 m langer Rundkurs) und dem Endurance, einem 22 km langem Rundkurs, ähnlich dem beim Autocross, wobei gleichzeitig der Kraftstoffverbrauch gemessen und bewertet wird (Fuel Efficiency). Sieger einer dynamischen Disziplin wird das Team mit der jeweils schnellsten gemessenen Zeit. Durch ein Punktesystem mit einem Verteilungsschlüssel werden für jede Disziplin Punkte vergeben. Sieger ist das Team mit den meisten Gesamtpunkten. [1]

0.2 Das Fahrzeugkonzept

Laut Reglement der Formula Student soll das zu entwerfende Fahrzeug im Stil eines Formelrennwagens konstruiert werden. Es handelt sich also um einen einsitzigen Rennwagen mit 4 freistehenden Rädern und einem offenem Cockpit. [2] Das übliche Fahrzeugkonzept bei der Konstruktion eines einsitzigen Formelrennwagens mit freistehenden Rädern (Monoposto-Rennwagen) ist in Abbildung 1 dargestellt. Der Motor ist vor der Hinterachse angebracht (Mittelmotorkonzept). Die Ausrichtung des Aggregates ist sowohl längs als auch quer üblich. In der Formel 1, Formel 3 sowie Formel Renault sind heute ausschließlich Mittelmotoranordnungen zu finden. [3] Bei Formel-1-Rennwagen ist der Motor mittragend, d.h. er ist direkt mit der Schottwand hinter dem Cockpit verschraubt. Außerdem nimmt er das Kupplungsgehäuse auf, das wiederum an das Getriebe angeschraubt ist. Getriebe- und Kupplungsgehäuse nehmen im Verbund die Radaufhängung der Hinterachse direkt auf (siehe Abbildung 1). Bei manchen Ausführungen ist die Radaufhängung der Hinterachse auch direkt am Motorblock befestigt.

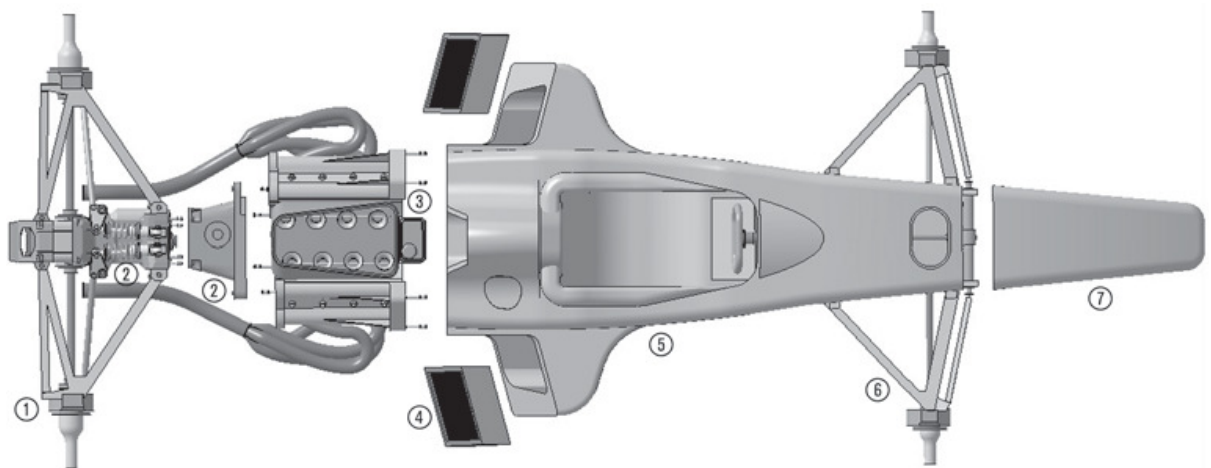


Abbildung 1 Baugruppen eines Rennfahrzeugs[3]

- | | |
|--|-------------------------|
| 1 Hintere Radaufhängung | 5 Rahmen (Chassis) |
| 2 Antriebsstrang mit Kupplung und Getriebe | 6 Vordere Radaufhängung |
| 3 Motor | 7 Bug mit Crashelement |
| 4 Kühlsystem | |

Der Vorteil dieser Motoranordnung liegt in einem relativ hohen Hinterachslastanteil ($>52\%$) [3], dadurch ergeben sich sehr gute Traktionseigenschaften. Des Weiteren ergibt sich durch die ausgewogene Achslastverteilung ein optimales Fahrdynamikpotential. Da der Motor im Verbund mit dem Antriebsstrang die Radaufhängung aufnimmt und somit die Antriebskräfte auf den Rahmen überträgt, kann auf eine Rahmenkonstruktion im Bereich der Antriebsbaugruppe verzichtet werden. Dies spart Gewicht und bietet dem Konstrukteur mehr Freiheiten beim Entwurf der Anbauteile für den Motor. Außerdem erleichtert diese Variante dem Mechaniker den Zugang zur Antriebsbaugruppe bei Wartungsarbeiten. Ein schnellerer Austausch von Einzelkomponenten der Antriebsbaugruppe ist ebenfalls ein Vorteil dieses Konzeptes. Um die Vorteile dieses Fahrzeugkonzeptes nutzen zu können, soll in der vorliegenden Bachelorarbeit überprüft werden, ob der Motor als tragendes Bauteil zu verwenden ist. Zusätzlich wird eine Untersuchung zu Alternativen in der Kraftübertragung auf die Hinterachse geführt, um so einen kompletten Entwurf für die Antriebsbaugruppe eines Formula Student Fahrzeugs liefern zu können.

1 Motorauswahl

1.1 Auswahlkriterien

Die Auswahl des Motors wird durch das Reglement der Formula Student wie folgt beschränkt [2]:

- 4-Takt Kolben-Benzinmotor mit einem maximalen Hubraum von 610 cm^3
- der Motor darf nach den Regeln der Formula Student modifiziert werden
- wird mehr als ein Motor zum Antrieb des Fahrzeuges genutzt, darf der Gesamthubraum nicht größer als 610 cm^3 sein
- Hybrid-Motoren sind nicht erlaubt

Des Weiteren ergeben sich bedingt durch den Einsatz in einem Rennwagen und den dadurch angestrebten Fahreigenschaften folgende Auswahlkriterien:

- hohes Drehmoment
- konstanter Drehmomentverlauf
- hohe Maximalleistung
- gutes Ansprechverhalten (Elastizität)
- minimale Baugröße
- geringes Gewicht und daraus folgend ein gutes Leistungsgewicht (Verhältnis von Leistung zu Gewicht)

Um den Motor als tragendes Bauteil zu verwenden, muss dieser auch gewisse konstruktive Eigenschaften aufweisen. Am besten geeignet ist ein Reihenmotor, der längs eingebaut werden kann, eine Aufnahme für das Kupplungsgehäuse bzw. Getriebe bietet und an der Kraftabgabe gegenüberliegenden Seite die Möglichkeit bietet, den Motor direkt mit dem Rahmen zu verbinden (vgl. Abbildung 1).

1.2 Motorenauswahl

Um einen geeigneten Motor zu finden wurden alle Motoren, die bei der Formula Student Germany 2009 zum Einsatz kamen, miteinander und mit den Auswahlkriterien aus Abschnitt 1.1 verglichen (s. Anlage 1-1). Zusätzlich zu diesen Motoren wurden keine weiteren bei einer Recherche gefunden.

Der einzige Motor, der die Eigenschaften aus dem Abschnitt 1.1 auf sich vereint, ist ein speziell von der Firma Mahle für die Formula Student konzipierter, wassergekühlter, 3-Zylinder Motor mit vier Ventilen pro Zylinder und einem Hubraum von 609cm^3 [16]. Das Rennteam der Hochschule Esslingen nutzt diesen Motor in ihrem Rennwagen und erzielt mit einem eigens entwickelten Ansaugsystem eine Leistung von 60 kW bei einer Drehzahl von 9000min^{-1} [16]. Der Motor der Firma Mahle ist ein Reihenmotor, der längs eingebaut werden kann und eignet sich durch seine Bauform (s. Abbildung 2) als tragendes Bauteil. Das Rennteam der Hochschule Esslingen benutzt diesen Motor in Verbindung mit einem sequentiellen 3-Ganggetriebe, welches ebenfalls von der Firma Mahle stammt und für die Formula Student entwickelt wurde, als tragendes Bauteil.



Abbildung 2 Mahle Motor [17]

Da die Firma Mahle jedoch keine kommerzielle Nutzung des Motors anstrebt und lediglich das Rennteam der Hochschule Esslingen mit ihrem Motor sponsert, ist es dem Team des Technikum Mittweida Motorsport nicht möglich den Motor zu verwenden. Daraus folgt, dass ein anderer Motor gewählt werden muss, um einen Nutzen dieser Arbeit für das Motorsport-Team der Hochschule Mittweida sicherzustellen. Jedoch weist kein anderer Motor aus der Anlage 1-1 eine Eignung als tragendes Bauteil hinsichtlich seiner Bauform (Reihenmotor für Längseinbau mit entsprechenden Anschlussmöglichkeiten) auf. Deshalb kommt ein Entwurf mit einem Motor als tragendes Bauteil ähnlich dem in Abbildung 1 nicht mehr in Frage. Der Motor soll nun nicht mehr auf seine Eignung als tragendes Bauteil, sondern vielmehr auf die Eignung als versteifendes Element hin untersucht werden. Da nun keine konstruktiven Forderungen mehr an den Motor gestellt werden, wird eine erneute Auswahl anhand der Leistungsdaten und der Übereinstimmung mit dem Reglement getroffen. Die vier leistungstärksten Motoren sind der Suzuki GSX-R 600, der Honda CBR 600 RR, der Yamaha YZF-R6 und der Kawasaki ZX-6R. Diese vier Motoren entsprechen alle den Vorgaben des Reglements der Formula Student und besitzen eine ähnliche Bauform (s. Abbildung 3).

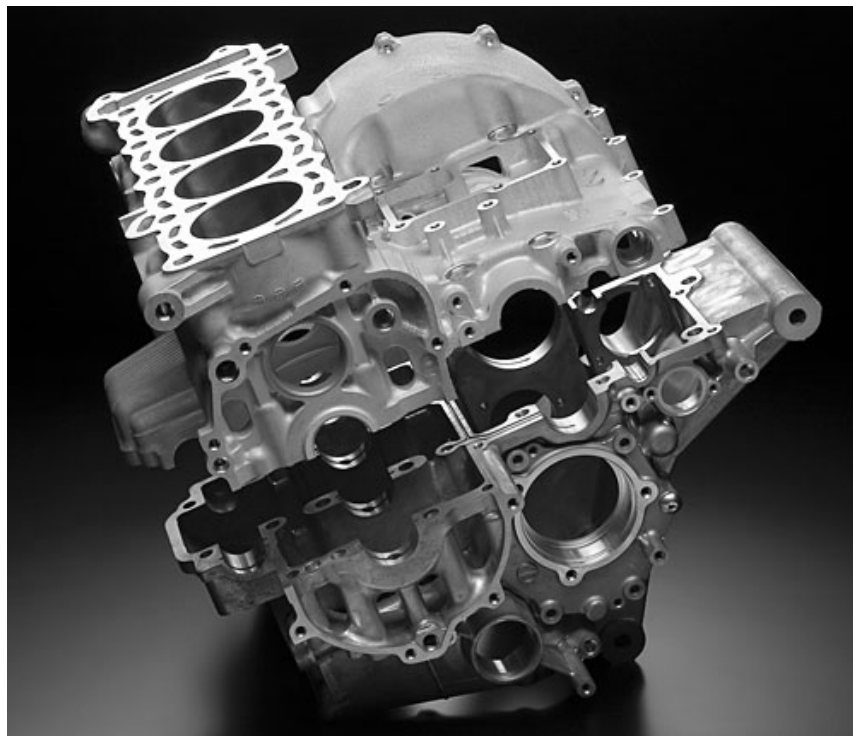


Abbildung 3 Suzuki GSX-R 600 Motor [4]

Unter diesen vier Motoren befindet sich auch der bisher vom Technikum Mittweida Motorsport verwendete Honda CBR 600 RR (PC 37) Motor. Somit bestehen bereits Erfahrungswerte und der PC 37 kann hinsichtlich seiner Eignung als versteifendes Element untersucht werden. Für diesen Motor braucht keine Auswahl der Anbauteile mehr erfolgen, da aufgrund der bisherigen Verwendung des Motors durch das Technikum Mittweida Motorsport diese schon bekannt sind. Der PC 37 Motor besteht aus einer AlSi12-Legierung.

2 Alternativen der Drehmomentübertragung

2.1 Mögliche Varianten der Drehmomentübertragung auf die Hinterachse

Durch die Verwendung des Honda PC 37 Motors wird zusätzlich ein externes Differential benötigt um den Drehzahlunterschied der Hinterräder bei Kurvenfahrt auszugleichen. Da ein relativ großer Wellenabstand bei der Übertragung des Drehmomentes auf das Differential zu überbrücken ist, stellen Zugmittelgetriebe eine sinnvolle Variante zur Drehmomentübertragung dar. Um auszuschließen, dass Schlupf zwischen der Antriebswelle (Ausgangswelle des Getriebes) und der Abtriebswelle (Differential) auftritt, werden für die Untersuchung nur formschlüssige Zugmittelgetriebe zur Betrachtung herangezogen. Bei formschlüssigen Zugmittelgetrieben wird das Drehmoment von der Antriebswelle über ein profiliertes Rad (Ritzel) auf das Zugmittel und anschließend wieder über ein profiliertes Rad auf die Abtriebswelle übertragen. Formschlüssige Zugmittelgetriebe sind Ketten- und Zahnriementriebe. Bei der anstehenden Untersuchung zu den Alternativen in der Drehmomentübertragung auf die Hinterachse werden diese beiden Varianten miteinander verglichen und bewertet. Bisher kam bei der Übertragung des Drehmomentes ein Kettentrieb, der seine Aufgabe zufriedenstellend erfüllte, zum Einsatz. Somit wird bei der Untersuchung lediglich der Zahnriementrieb für die Drehmomentübertragung ausgelegt, die Dimensionen des Kettentriebes werden aus dem bisherigen Fahrzeug übernommen.

2.2 Auslegung des Zahnriementriebes

Die Auslegung des Zahnriementriebes erfolgt für einen Poly Chain GT Carbon Zahnriemen. Dieser bietet laut Hersteller im Vergleich zu anderen Zahnriemenarten des gleichen Herstellers eine wesentlich kompaktere Bauweise, bezogen auf die Riemenbreite, bei gleichem übertragbarem Drehmoment (s. Abbildung 4). [18] Der Riemen besteht aus einer Polyurethanmischung, einem Mantel aus Nylogewebe und

Carbonfaserzugsträngen, ein spezielles Zahnriemenprofil soll die Übertragung höherer Drehmomente ermöglichen. [18]

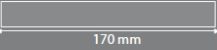
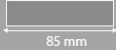


Antrieb	PowerGrip® HTD®	PowerGrip® GT3	Poly Chain® GT2	Poly Chain® GT Carbon™
Teilung (mm)	14	14	14	14
Scheiben (# Nuten)	P32/P64	P32/P64	P32/P64	P32/P64
Durchmesser (mm)	142/285	142/285	142/285	142/285
Riemenbreite (mm)	170	85	37	20
				

Abbildung 4 Vergleich der Zahnriementypen [18]

Die Auslegung des Zahnriementriebes für den Variantenvergleich erfolgt nach dem Ablaufschema aus der Formelsammlung Roloff/Matek A 16-1 (s. Anlage 2-1). Entsprechend dem Ablaufschema werden die dazugehörigen Formeln (Seite 206 bis 212) aus der Formelsammlung Roloff/Matek verwendet und durch Berechnungsvorgaben des Herstellers ergänzt.

1.) Maßgebende Berechnungsleistung P'

$$P' = P_{Nenn} \cdot k_A$$

$$P' = 1,5 \cdot 46,2 \text{ kW} = \underline{69,3 \text{ kW}}$$

$$k_A = 1,5 \text{ s. Anlage 2 - 2}$$

$$P' = 46,2 \text{ kW bei } 11000 \text{ min}^{-1}, \text{ aus TMM unterlagen}$$

2.) Festlegung der Riemenausführung bzw. des Riemenprofils

$$n_1 = \frac{n_M}{i_1} = \frac{n_M}{i_H \cdot i_{G1}} = \frac{11000 \text{ min}^{-1}}{2,11 \cdot 2,67} = \underline{1952,54 \text{ min}^{-1}}$$

$$i_1 = i_H \cdot i_{G1}$$

$$n_M = 11000 \text{ min}^{-1}$$

$$i_H = 2,11; [5]$$

$$i_{G1} = 2,67; [5]$$

Aus dem Auswahldiagramm für die Riementeilung von PolyChain GT Carbon Zahnriemen (s. Anlage 2-3) folgt eine Riementeilung von $p=8\text{mm}$.

3.) Festlegen der Scheibenzähnezahl

Gewählt wurde die Zähnezahl für die kleine Zahnscheibe aus dem Standard-Programm des Herstellers für verfügbare Zahnscheiben der Teilung 8mm (Anlage 2-4). Gewählt wurde eine Zahnscheibe mit 45 Zähnen ($z_k=45$). Die Übersetzung der Kraftübertragungseinrichtung wird vorläufig vom Fahrzeug des Jahres 2009 übernommen, sie beträgt 3,57:1.

$$i'_K = \frac{z'_g}{z_k}$$

$$z'_g = i'_K \cdot z_k = 3,57 \cdot 45 = \underline{160,65}$$

$$i'_K = 3,57$$

$$z_k = 45$$

Aus der in Anlage 2-4 befindlichen Tabelle wurde eine Zähnezahl für die große Zahnscheibe von $z_g=168$ gewählt. Aus den gewählten Werten für z_k und z_g kann nun die endgültige Übersetzung der Kraftübertragungseinrichtung berechnet werden.

$$i_K = \frac{z_g}{z_k} = \frac{168}{45} = \underline{3,73}$$

Die endgültige Übersetzung der Kraftübertragungseinrichtung beträgt somit 3,73:1.

4.) Ermittlung des vorläufigen Wellenabstandes e'

Es wird der minimale vorläufige Achsabstand ermittelt.

$$0,5 \cdot (d_{dk} + d_{dg}) + 15\text{mm} \leq e' \leq 2 \cdot (d_{dk} + d_{dg})$$

$$e' \geq 0,5 \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + 15\text{mm} = 0,5 \cdot (114,6\text{mm} + 427,8\text{mm}) + 15\text{mm} = \underline{286,21\text{mm}}$$

5.) Ermittlung der Riemenzähnezahl und der Riemenlänge

$$L'_d = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 \cdot e'}$$

$$d_{dk} = \frac{p}{\pi} \cdot z_k = \frac{8mm}{\pi} \cdot 45 = \underline{114,6mm}$$

$$d_{dg} = \frac{p}{\pi} \cdot z_g = \frac{8mm}{\pi} \cdot 168 = \underline{427,8mm}$$

$$L'_d = 2 \cdot 286,21mm + \frac{\pi}{2} (427,8mm + 114,6mm) + \frac{(427,8mm - 114,6mm)^2}{4 \cdot 286,21mm} = \underline{1510,1mm}$$

Die Riemenrichtlänge L_d (Bestelllänge) wurde aus der Tabelle für die verfügbaren Zahnriemenlängen der Teilung 8mm (Anhang 2-5) gewählt, $L_d=1600mm$. Gleichzeitig geht aus dieser Tabelle die Riemenzähnezahl $z_r=200$ hervor.

6.) Ermittlung des endgültigen Wellenabstandes e

$$e = \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left[\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} (d_{dg} + d_{dk}) \right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}}$$

$$e = \frac{1600mm}{4} - \frac{\pi}{8} (542,4mm) + \sqrt{\left[\frac{1600mm}{4} - \frac{\pi}{8} (542,4mm) \right]^2 - \frac{(313,2mm)^2}{8}}$$

$$\underline{e = 337,69mm}$$

Der endgültige Wellenabstand beträgt 337,69mm.

7.) Ermittlung der erforderlichen Riemenbreite b

Die Ermittlung der erforderlichen Riemenbreite erfolgt nach Herstellerangaben und nicht nach Roloff/Matek.

$$P_{Korr} > P_B$$

$$P_{Korr} = (P_{Tab} + P_{zus}) \cdot s_6 \cdot s_7$$

$$(P_{Tab} + P_{zus}) \cdot s_6 \cdot s_7 > P_B$$

$$s_7 > \frac{P_B}{(P_{Tab} + P_{zus}) \cdot s_6} = \frac{69,3kW}{(22,34kW + 1,07kW) \cdot 1,14} = 2,60$$

$s_7 = 3$; gewählt nach Tabelle Anhang 2 - 6

aus der Tabelle folgt $b = 36mm$

$P_{Tab} = 22,34kW$; s. Anhang 2 - 7

$P_{zus} = 1,07kW$; s. Anhang 2 - 8

$s_6 = 1,14$; s. Anlage 2 - 5

8.) Kontrolle von v , f_b , F_{max}

$$v_{max} < v_{zul}$$

$$v_{max} = d_{dk} \cdot \pi \cdot n_{max} = 0,1146m \cdot \pi \cdot 87,72s^{-1} = 31,6 \frac{m}{s} < 40 \frac{m}{s} = v_{zul}$$

$$n_{max} = \frac{n_{Mmax}}{n_6} = \frac{13000 \min^{-1}}{2,47 \cdot 60 \frac{s}{\min}} = 87,72s^{-1}$$

$$n_6 = i_H \cdot i_{G6} = 2,11 \cdot 1,17 = \underline{2,47}$$

$$v_{zul} = 40 \frac{m}{s}; [20]$$

$$n_{Mmax} = 13000 \min^{-1} [5]$$

$$i_{G6} = 1,17 [5]$$

$$f_B = \frac{v_{\max} \cdot z}{L_d} < f_{Bzul}$$

$$f_B = \frac{31,4 \frac{m}{s} \cdot 2}{1,6m} = 39,25 s^{-1}$$

$$\underline{f_B = 36,25 s^{-1} < 200 s^{-1} = f_{Bzul}}$$

$$f_{Bzul} = 200 s^{-1}; [20]$$

$$z = 2$$

$$F_{\max} = \frac{T_{\max}}{\frac{d_{dk}}{2}} \leq F_{zul}$$

$$F_{\max} = \frac{225,6 Nm}{\frac{0,1146m}{2}} = 3937,2 N \leq 7231 N = F_{zul}$$

$$T_{\max} = M_{M \max} \cdot i_1 = 40 Nm \cdot 5,64 = 225,6 Nm$$

$$F_{zul} = 7213 N, [20]$$

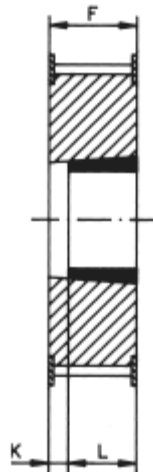
$$M_{M \max} = 40 Nm; \text{ aus TMM Unterlagen}$$

Die Kontrollrechnungen zeigen, dass die zulässigen Werte für die Umfangsgeschwindigkeit, die Biegefrequenz und die Riemenzugkraft nicht überschritten werden. Der Zahnriemen hält somit den auftretenden Beanspruchungen stand. Die Komponenten für den Variantenvergleich sind somit:

Kleine Riemenscheibe	8M-45S-36-3F
Große Riemenscheibe	8M-168S-36-10
Zahnriemen	PC-8MGT-1600-36 Carbon

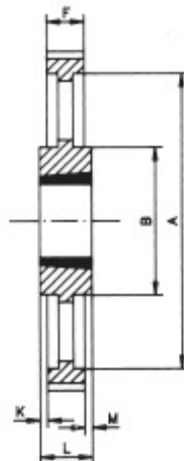
Tabelle 1 Komponenten Zahnriemen

Die kleine Riemenscheibe ist mit Bordscheiben versehen (siehe Abbildung 5) um das seitliche Verrutschen des Riemens zu verhindern. Die große Riemenscheibe ist in Abbildung 6 dargestellt, sie besitzt keine Bordscheibe. Eine Spannrolle für den Zahnriemen wird nicht benötigt, da die Einstellung der Riemen Spannung durch eine Verstellung des Differentials bewirkt wird.



Typ 3F

Abbildung 5 Typ 3F [20]



Typ 10

Abbildung 6 Typ 10[20]

Da jedoch die Standardzahnscheiben aus dem Programm des Herstellers aufgrund ihrer Abmaße (Anschlussmaße für das Differential bzw. die Getriebeausgangswelle) nicht für eine direkte Verwendung geeignet sind, ist es sinnvoll selbst Zahnscheiben zu konstruieren und zu fertigen. Außerdem kann dadurch eine Gewichtseinsparung erzielt werden. Um das Gewicht der Zahnscheiben für einen Vergleich mit dem Kettentrieb zu ermitteln, wird ein konstruktiver Entwurf der Zahnscheiben erstellt. Dabei werden Abmaße der Standardzahnscheiben wie zum Bsp. die Dicke übernommen. Andere Abmaße wie zum Bsp. die Anschlussmaße werden vom bereits vorhandenen Kettentrieb übernommen. Um eine Vergleichbarkeit zu gewährleisten wird für die Zahnscheiben und die Kettenblätter das gleiche Material angenommen. Hierbei handelt es sich um ENAW-7079-T6, da dies schon bei dem Kettenblatt und dem Ritzel des Kettentriebs zum Einsatz kam. Der Entwurf für die Zahnscheiben ergab ein Gewicht für die kleine Zahnscheibe von 920,2g und für die große Zahnscheibe von 4932,97g. Das Gewicht des Zahnriemens wird rechnerisch ermittelt. Der Poly Chain GT Carbon Zahnriemen besitzt bei einer Breite von 36mm und der Teilung 8mm ein Gewicht von 169g/m [20]. Durch die in Punkt 5 ermittelte Riemenlänge von 1440mm kann somit das Gewicht des Zahnriemens berechnet werden.

$$m_z = \text{Metergewicht} \cdot L_d = 169 \frac{\text{g}}{\text{m}} \cdot 1600 \text{mm} \cdot 0,001 \frac{\text{m}}{\text{mm}} = \underline{\underline{270,4 \text{g}}}$$

Eine Übersicht der Komponenten für den Zahnriementrieb und deren Gewicht ist in Tabelle 2 dargestellt.

Komponente	Gewicht [g]
Kleine Riemenscheibe	920,2
Große Riemenscheibe	4932,97
Zahnriemen	270,4
Gesamt	6123,57

Tabelle 2 Gewicht Zahnriementrieb

2.3 Komponenten des Kettentriebes

Die Komponenten des Kettentriebes werden für den Vergleich vom Fahrzeug der Saison 2008/09 übernommen. Um das Gewicht des Kettentriebs zu bestimmen, werden das Ritzel und das Kettenblatt gewogen. Da jedoch ein anderer Achsabstand vorgegeben ist, muss die Länge der Kette neu berechnet werden um dadurch das Gewicht der Kette ermitteln zu können. Die Formeln stammen aus dem Formelbuch Roloff/Matek [19].

1.) Ermittlung der Kettenlänge

$$L = X \cdot p = 68 \cdot 15,875\text{mm} = \underline{1079,5\text{mm}}$$

$$X_0 = 2 \cdot \frac{a_0}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{p}{a_0}$$

$$X_0 = 2 \cdot \frac{264,68\text{mm}}{15,875\text{mm}} + \frac{14 + 50}{2} + \left(\frac{50 - 14}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{15,875\text{mm}}{264,68\text{mm}} = 67,3$$

gewählt : $X = 68$; durch die gerade Gliederanzahl werden gekröpfte

Verbindungsglieder vermieden

$a_0 = 264,68\text{mm}$; aus TMM Unterlagen

$p = 15,875\text{mm}$; aus TMM Unterlagen

$z_1 = 14$; aus TMM Unterlagen

$z_2 = 50$; aus TMM Unterlagen

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(X - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$$

$$a = \frac{15,875\text{mm}}{4} \left[\left(68 - \frac{14 + 50}{2} \right) + \sqrt{\left(68 - \frac{14 + 50}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{50 - 14}{\pi} \right)^2} \right] = \underline{270,46\text{mm}}$$

2.) Ermittlung des Kettengewichtes

Eine Messung hat ergeben, dass eine 635mm lange Kette 716g wiegt. Aus diesem Verhältnis und der errechneten Kettenlänge X lässt sich das Gewicht der Kette für eine Länge von 1079,5mm berechnen.

$$\frac{L}{635mm} = \frac{m_K}{716g}$$

$$m_K = \frac{L}{635mm} \cdot 716g = \frac{1079,5mm}{635mm} \cdot 716g = \underline{1217,2g}$$

m_K – Gewicht der Kette

Durch Wiegen des Ritzels und des Kettenblattes ergeben sich die in Tabelle 3 aufgelisteten Gewichte des Kettentriebes.

Komponente	Gewicht [g]
Ritzel	198,46
Kettenblatt	1024,05
Kette	1217,2
Gesamtgewicht	2439,71

Tabelle 3 Gewicht Kettentrieb

2.4 Vergleich der Varianten

Laut dem Lehrbuch für Maschinenelemente Roloff/Matek, weisen Zahnriementriebe und Kettentriebe hinsichtlich ihres Wirkungsgrades, des Fertigungsaufwandes (Kosten bei Bezug vom Hersteller) und ihrer Lebensdauer ähnliche Eigenschaften auf.[21] Da bei diesen Eigenschaften kein signifikanter Unterschied der beiden Varianten zu erwarten ist, wird bei dem Vergleich lediglich die Baugröße und das Gewicht der beiden Varianten miteinander verglichen und bewertet. Um eine bessere Veranschaulichung hinsichtlich der Baugröße zu treffen, wird das benötigte Volumen für beide Varianten

berechnet, es ergibt sich aus den Durchmessern der Riemenscheiben bzw. der Kettenräder, deren Breite sowie dem Achsabstand. Die jeweiligen Abmessungen der Bauteile sind in Tabelle 4 zu sehen.

	Zahnriemen [mm]	Kette [mm]
Achsabstand	337,69	270,46
Breite	36	19,6
Durchmesser kl. Zahnscheibe / Ritzel	114,6	78
Durchmesser gr. Zahnscheibe/Kettenblatt	427,81	260,3

Tabelle 4 Abmaße zur Bestimmung der Baugröße

Abbildung 7 zeigt eine Darstellung des von dem Zahnriemen- bzw. Kettentriebes eingeschlossenen Volumens. Das benötigte Volumen des Zahnriementriebs beträgt $6431,41\text{cm}^3$ und des Kettentriebs $1516,43\text{cm}^3$. Diese Werte entstammen aus dem CAD Programm Solid Works. Damit ist das benötigte Volumen (der Bauraum) des Zahnriemens mehr als viermal größer als das des Kettentriebes.

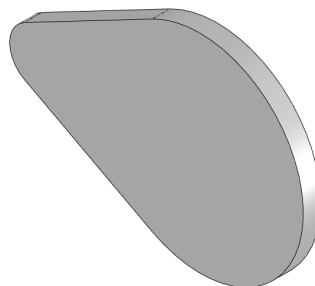


Abbildung 7 benötigter Bauraum der Zugmitteltriebe

Das Gewicht des Zahnriemens ist ca. 2,5mal so hoch wie das des Kettentriebes. (vgl. Tabelle 2 und 3). Das bedeutet, dass der Kettentrieb bei gleicher übertragbarer Leistung, gleichem Wirkungsgrad, gleichen Fertigungskosten sowie ähnlicher Lebensdauer nur ein viertel des Bauraums des Zahnriemens benötigt und nur 40% des Gewichtes des Zahnriemens aufweist. Dadurch erweist sich der Kettentrieb als sinnvollere Variante der

Drehmomentübertragung zwischen Motor und Differential gegenüber dem Zahnriementrieb. Es wird daher empfohlen auch zukünftig diese Variante zur Drehmomentübertragung einzusetzen.

3 Entwurf des Rahmens

Da eine Überprüfung der Eignung des Motors als tragendes Bauteil nicht mehr in Betracht kommt, wird der Motor hinsichtlich seiner Eignung als versteifendes Element für den Rahmen untersucht. Am Anfang dieser Untersuchung steht ein konstruktiver Entwurf des Rahmens, mittels einer FEM-Analyse wird berechnet welche Kräfte der Motor als versteifendes Element bei verschiedenen Beanspruchungen im Fahrbetrieb aufzunehmen hat. Durch eine zweite Analyse wird der Motor auf seine Eignung als versteifendes Element hin untersucht.

3.2 Konstruktiver Entwurf des Rahmens

Als Grundlage des Entwurfs für den Rahmen dient das Fahrzeug aus der Saison 2008/09. Der vordere Rahmenaufbau wird von diesem Modell bis zum hinteren Überrollbügel und der vorderen Motoraufhängung übernommen, siehe Abbildung 8. Die Rohre des Rahmens bestehen aus S 235 JR.

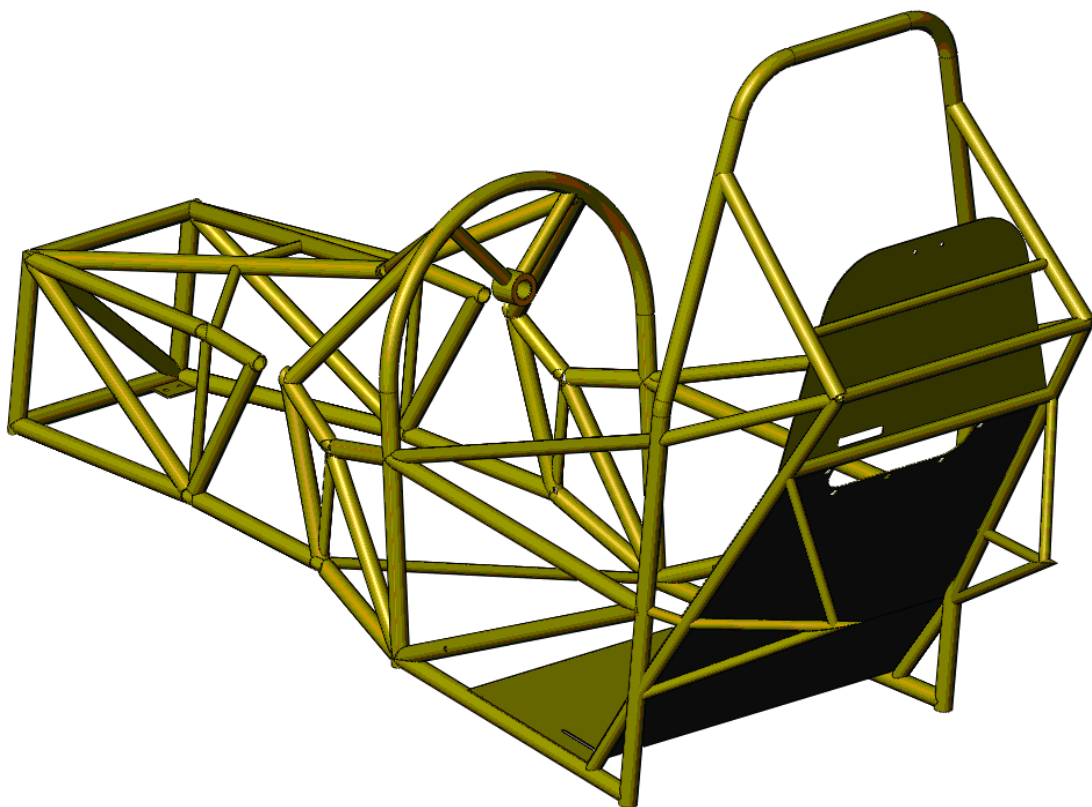


Abbildung 8 vorderer Aufbau des Rahmens

Durch die Lage der vorderen Anbindung des Motors an den Rahmen und die Abmaße des Motors ist auch die Lage der hinteren Anbindung des Motors an den Rahmen bekannt. Ebenso sind Radstand, Spurweite und die Lage der Anbindung der hinteren Querlenker an den Rahmen bekannt. Weitere konstruktive Forderungen an den Rahmen sind die symmetrische Anordnung (zur Längsachse des Fahrzeugs gesehen) der Feder-Dämpfer-Elemente über dem Differential und eine Abstützung des hinteren Überrollbügels auf den hinteren Rahmenaufbau. Die Krafteinleitung in die Feder-Dämpfer-Elemente soll mittels einer Umlenkung, ähnlich der vorderen Federung des Fahrzeugs der Saison 2008/09, erfolgen. Übernommen werden ebenfalls von diesem Fahrzeug die Gabelköpfe der Querlenker und der Federung für die Befestigung der jeweiligen Baugruppen am Rahmen. Durch das Reglement der Formula Student werden der Außendurchmesser und die Wandstärke der Rohre für die Abstützung des hinteren Überrollbügels vorgeschrieben, diese Rohre müssen mindestens einen Außendurchmesser von 25mm und eine Wandstärke von 1,75mm aufweisen [2]. Weiterhin wird vom Reglement vorgeschrieben, dass die Bodenfreiheit des Fahrzeugs im beladenen Zustand mindestens 25mm [2] betragen soll und der hintere Aufbau nicht über die Räder nach hinten herausragen darf [2]. Beim Entwerfen des hinteren Rahmens wurde weiterhin darauf geachtet, dass die Rohre untereinander eine Dreiecks- bzw. Trapezstrukturen bilden. Dies zieht eine Versteifung des Rahmens nach sich bzw. eine Senkung des Gewichtes bei gleicher Steifigkeit. Rohre in einer Parallelogramm-Anordnung sollten hingegen vermieden werden (s. Abbildung 9).

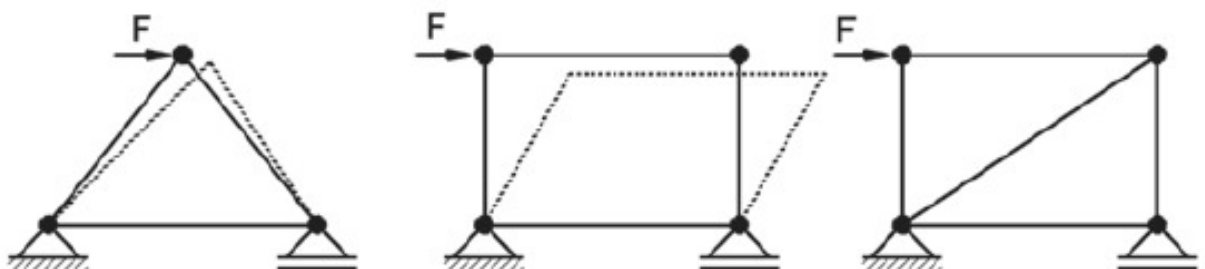


Abbildung 9 Anordnung der Rohre zueinander [3]

Eine weitere Überlegung beim Entwurf des Rahmens ist es, den hinteren Teil im Bereich des Motors leicht vom vorderen Teil des Rahmens trennen zu

können, umso eine Möglichkeit zu schaffen einzelne Komponenten (wie zum Bsp. den Motor) schnell und unkompliziert auswechseln zu können. Dies wird durch Verbindungselemente realisiert, die nach den Vorgaben der Formula Student ausgeführt sind. In Abbildung 10 ist ein Auszug aus dem Reglement dargestellt der diese Verbindung zeigt.

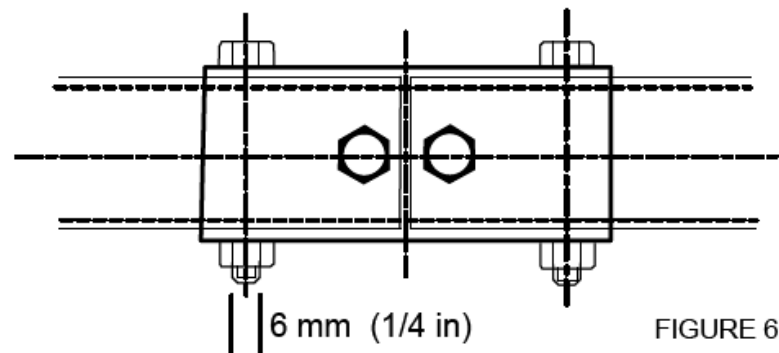


Abbildung 10 Element zum Verbinden von Rohren [2]

Durch diese Überlegungen, den Vorgaben aus dem Reglement und den übernommenen Baugruppen bzw. -teilen ergibt sich ein Entwurf des Rahmens, der in Abbildung 11 dargestellt ist. Dargestellt ist der Rahmen mit einem geschnittenen Modell des Motors.

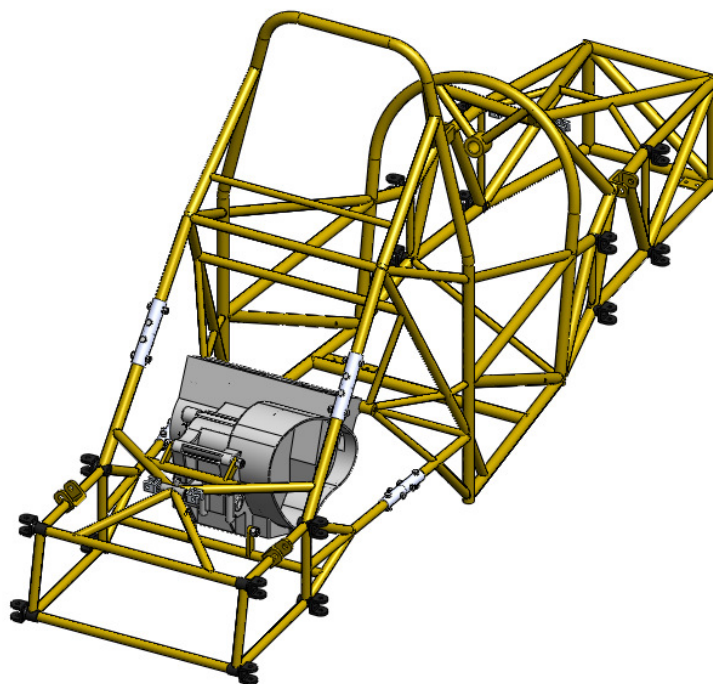


Abbildung 11 Entwurf Rahmen

Abbildung 12 zeigt den Rahmen mit dem Motor in der Ansicht von rechts und Abbildung 13 in der Draufsicht (Fahrtrichtung jeweils nach links).

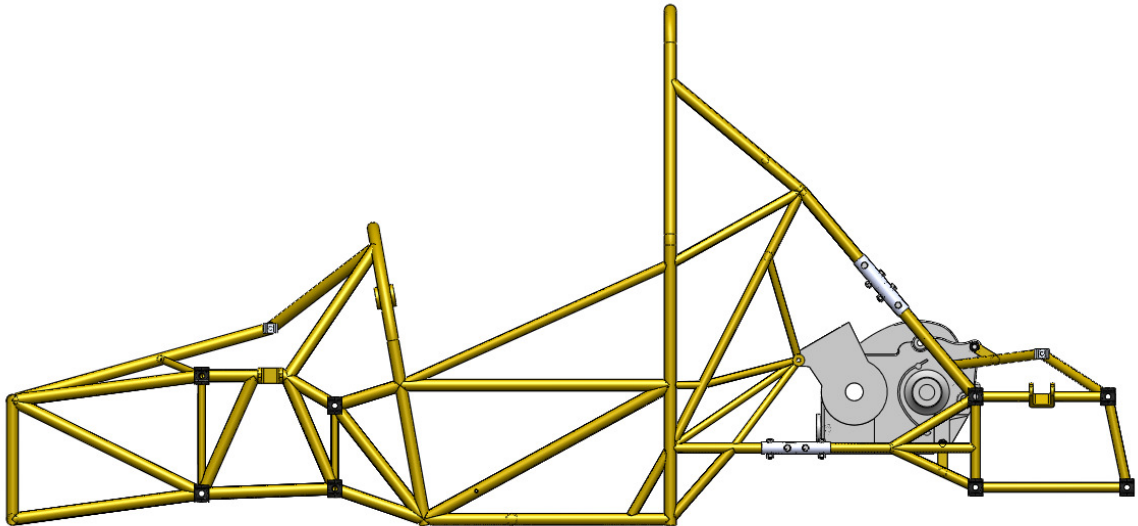


Abbildung 12 Rahmen von Rechts mit Motor

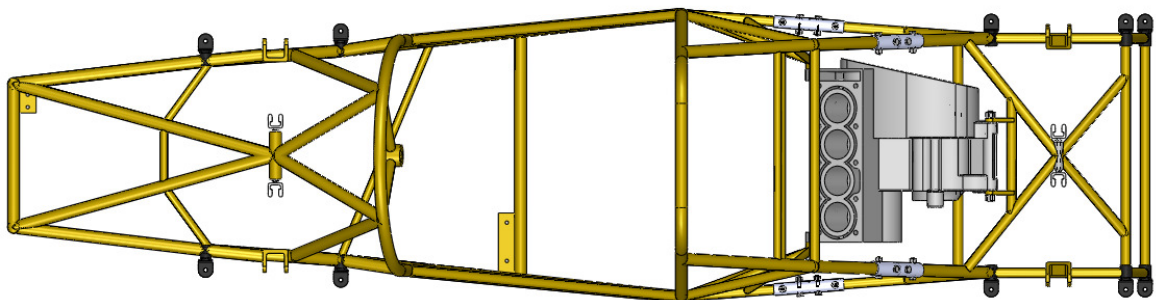


Abbildung 13 Rahmen mit Motor Draufsicht

Die Abmaße der hinteren Rohre des Rahmens, welche nicht vom Reglement vorgeschrieben sind, wurden aus Erfahrungswerten der Saison 2008/09 abgeleitet. Es werden Rohre verwendet die einen Außendurchmesser von 20mm und eine Wandstärke von 1,5mm besitzen.

3.2 Erstellen der Modellgeometrie für des FEM-Programm

Um ein geeignetes Modell für die FEM-Analyse zu schaffen, wurden die Mittellinien der Rahmenrohre in eine Skizze übertragen. Die Anbindungspunkte der Querlenker und der Federung wurden ebenfalls durch Skizzenelemente (Linien) ersetzt. Um die Radträger sowie das Räder zu simulieren, wurden jeweils die oberen und unter Querlenker durch eine Linie verbunden, die Verbindungspunkte der Querlenker mit dem Radträger wurden anschließend mit der Radausstandsfläche verbunden um so die Räder zu simulieren. Die Einbindung der Massen der einzelnen Fahrzeugkomponenten wurde durch Massepunkte realisiert. Diese Massepunkte weisen als Verbindung zum Rahmen ebenfalls Linienelemente auf. Die Anbindung erfolgte an den einzelnen Verbindungspunkten des realen Bauteils zum Rahmen, so wurde zum Bsp. der Fahrer durch einen Massenmittelpunkt dargestellt und die Verbindung zum Rahmen entsprechend dem verwendeten 6-Punkt-Gurt und dessen Befestigung am Rahmen realisiert. Bei den anderen Massepunkten erfolgte eine analoge Vorgehensweise. Dies ergibt folgende Skizze:

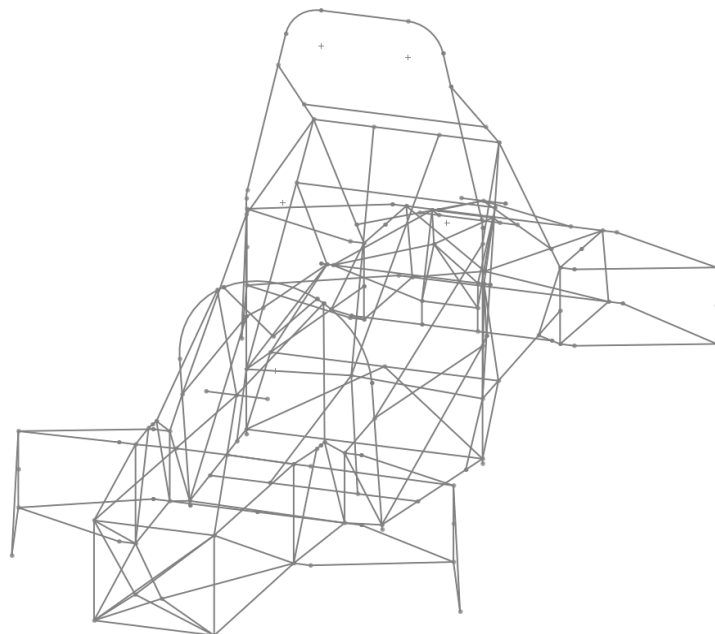


Abbildung 14 Skizze für die FEM Analyse

Durch eine Speicherung der Skizze im IGS-Dateiformat kann die Datei in das Programm Ansys überführt werden.

4 FEM-Analyse

4.1 Begriff FEM – allgemeine Beschreibung

Durch die rasante Weiterentwicklung der elektronischen Datenverarbeitung eröffnen sich in den Ingenieurdisziplinen viele neue Möglichkeiten. Unter anderem lassen sich viele physikalische Vorgänge simulieren, welche vorher ausschließlich in Versuchen nachgebildet werden konnten. Eines dieser Verfahren, innerhalb der Simulation, nennt man Finite- Elemente- Methode, kurz FEM.

Die Finite- Elemente- Methode wird zur Berechnung der Eigenschaften von Objekten und zur Simulation physikalischer Modelle eingesetzt. Sie basiert darauf, dass die Oberfläche oder das Volumen des komplexen Objektes in kleinste, finite Elemente zerlegt wird, die einzeln besser berechnet werden können. Dabei wird die Struktur des Objektes in Stab-, Schalen- oder Volumenelemente aufgeteilt. Die einzelnen finiten Elemente sind an den Eckpunkten miteinander verbunden und bilden die zwei- oder dreidimensionale Form des Objektes nach.

„Die Finite Elemente Methode (FEM) (engl. finite element method) zählt gegenwärtig zu den leistungsfähigsten und universellsten numerischen Berechnungsverfahren für die Lösung partieller Differentialgleichungen aus Technik und Naturwissenschaften. Die grundlegenden mathematischen Ideen gehen auf die Arbeiten von RITZ, GALERKIN, TREFFTZ u.a. am Anfang des 20. Jahrhunderts zurück.“ [22]

Jedoch ist die FEM-Anwendung nicht als ein alleinstehendes Konzept zu begreifen, sondern vielmehr als Bestandteil einer CAE - Konzeption. Tatsächlich liegt ein Stück Wirtschaftlichkeit von CAD und FEM darin, wenn CAD-Modelle von Pre-Prozessoren übernommen, mithilfe eines FE-Rechenlaufs verifiziert und die Ergebnisse von Post-Prozessoren schnell

ausgewertet und dargestellt werden können. Gleichzeitig soll die geänderte Geometrie wieder nach CAD zurückgeführt werden können.

Die Methode der Finiten Elemente lässt sich grob in mehrere Schritte unterteilen. Hierbei sei zu erwähnen, dass die verschiedenen Literaturstellen verschiedene Aussagen über die Anzahl der Schritte macht, jedoch im Groben das Grundkonzept übereinstimmt. Im Folgenden werden die Arbeitsschritte einer FEM-Analyse erläutert.

PRE-Prozessor

- Erstellung des FEM-Netzwerkes (Knotenkoordinaten, Elemente, Topologie)
- Spezielle Netzgeneratoren für Risse (Spezialelemente, geometrische Besonderheiten)
- Vorgabe der Belastungen und Lagerbedingungen
- Eingabe der Materialeigenschaften
- Vorgabe des zeitlichen Belastungsprogramms
- Kontrolle und Visualisierung des Eingabemodells

FEM-Prozessor

- Aufbau und Speicherung der Steifigkeits- $K(t)$ und Massenmatrix M
- Berechnung der rechten Seite $F(t)$ aus allen Belastungen
- Rissspitzenelemente und spezielle Algorithmen für Risse
- Einarbeitung der kinematischen Randbedingungen
- Lösung des (nicht-)linearen FEM- Gleichungssystems
- Speicherung der Resultate (Lösungsvektor $V(t)$ u.a.)
- Inkrementelle Erhöhung der Belastungen für den nächsten Zeitschritt bei nichtlinearen oder dynamischen Analysen; ggf. Wiederholung dieser Schleife

POST-Prozessor

- Berechnung interessierender Feldgrößen für gewünschte Orte und Zeitpunkte aus dem Lösungsvektor $V(t)$
- Knotendaten
- Elementdaten

- Graphische Darstellung: Isolinien- Farbbilder, zeitlicher Verlauf, verformte Struktur, Animation von Bewegungen u. ä. m.
- Spezifische Auswertungen

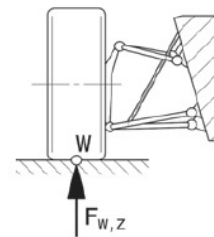
4.2 Lastfälle

Da keine Telemetrie-Daten über das Fahrzeug der Saison 2008/09 vorliegen und keinerlei Lastkollektive oder vergleichbare Daten anderer Fahrzeuge vorhanden sind, wird für die Analyse des Rahmens bzw. des Motors von folgenden Lastfällen ausgegangen um die zu überprüfenden Komponenten auf ihre Sicherheit gegen Verformung und Bruch zu untersuchen. Dabei bleiben die aerodynamischen Abtriebskräfte unberücksichtigt.

a) maximaler vertikaler Stoß (Schlagloch):

$$F_{W,Z} = 3 F_{W,Z,0}$$

$F_{W,Z,0}$ statische Radlast des vollbetankten Fahrzeugs mit Fahrer [N]



b) extreme Kurvenfahrt, kurvenäußeres Rad:

$$F_{W,Z} = 2 F_{W,Z,0}$$

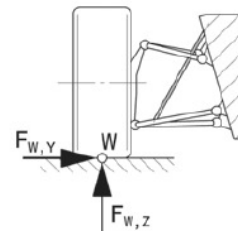
$$F_{W,Y} = 2 \mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$$

$\mu_{W,Y}$ Reibkoeffizient in Querrichtung [-]

c) extreme Kurvenfahrt, kurveninneres Rad:

$$F_{W,Z} = F_{W,Z,0}$$

$$F_{W,Y} = -\mu_{W,Y} \cdot F_{W,Z,0}$$

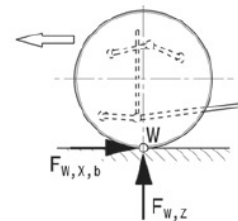


d) extreme Bremsung:

vorne: $F_{W,Z,f} = 2 F_{W,Z,f,0}$; $F_{W,X,b,f} = 1,5 \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f,0}$

hinten: $F_{W,Z,r} = F_{W,Z,r,0}$; $F_{W,X,b,r} = 0,8 \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$

$\mu_{W,X}$ Reibkoeffizient in Längsrichtung [-]



e) extreme Anfahrt:

Frontantrieb (nur Vorderräder):

$$F_{W,Z,f} = 1,5 F_{W,Z,f,0} ; F_{W,X,a} = \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,f,0}$$

Hinterradantrieb (nur Hinterräder):

$$F_{W,Z,r} = 1,8 F_{W,Z,r,0} ; F_{W,X,a} = 1,5 \mu_{W,X} \cdot F_{W,Z,r,0}$$

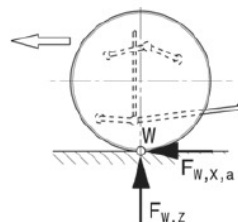


Abbildung 15 Lastfälle für die Auslegung von Fahrwerksteilen [3]

Zusätzlich zu diesen Lastfällen wird der Fall eines Überschlags simuliert. Dabei wird der Rahmen bzw. der Motor mit einer Beschleunigung von $1,5g$ [2] laut dem Reglement der Formula Student belastet.

Da die Bindung der Freiheitsgrade an den Radaufstandspunkten erfolgt, wird eine allgemeine Beschleunigungskraft (Erdbeschleunigung $g=9,81\text{m/s}^2$) auf das System aufgebracht, die in Verbindung mit den Massepunkten der einzelnen Fahrzeugkomponenten und der Masse des Rahmens, die über das Volumen der Rohre sowie deren Dichte bestimmt ist, eine Kraft auf den Rahmen ausübt. Bei unterschiedlichen Fahrsituationen wirken unterschiedliche Beschleunigungen auf das Fahrzeug. Aus Abbildung 15 ist zum Bsp. für den Lastfall des maximalen vertikalen Stoßes zu entnehmen, dass die statische Radlast des vollbetankten Fahrzeuges mit Fahrer ein Drittel der vertikalen Kraft ausmacht. Also muss die statische Radlast mit dem Faktor 3 multipliziert werden um eine realistische Simulation der Fahrsituation zu gewährleisten. Da in der FEM-Analyse die Krafteinleitung durch eine Beschleunigung erzielt wird, muss diese Beschleunigung ebenfalls mit dem Faktor 3 multipliziert werden. Des Weiteren ist darauf zu achten, dass durch das Binden der Freiheitsgrade an den Radaufstandspunkten die Beschleunigungskraft entgegengesetzt der Radaufstandskraft wirken muss. Bei den anderen Lastsituationen aus Abbildung 15 muss ebenso verfahren werden. Bei Lastsituationen, die eine Unterscheidung hinsichtlich der Vorder- bzw. Hinterachse treffen oder des kurveninneren bzw. -äußeren Rades werden jeweils die Betragsmäßig größeren Faktoren für die FEM -Analyse verwendet. Bei den Lastannahmen c und d werden jeweils noch Reibkoeffizienten in Längs- bzw. Querrichtung berücksichtigt. Diese Faktoren werden ebenfalls für die Simulation übernommen und mit den Faktoren der Beschleunigungskraft multipliziert. Die größte Kraft wirkt somit wenn die Reibkoeffizienten ihren maximalen Wert erreichen. Der Reibkoeffizient hängt von vielen Faktoren (Reifenluftdruck, Radlast, Reifentemperatur, Asphalttemperatur, Reifenprofil, Fahrbahnbeschaffenheit usw.) ab. [3] Es wird also ein Maximalwert in die Berechnung übernommen, der nur bei bestimmten Bedingungen auftritt.

Der maximal auftretende Reibkoeffizient beträgt in Längsrichtung 1,1 und in Querrichtung ebenfalls 1,1 [3].

4.3 FEM-Analyse des Rahmens

Im Folgenden wird der Ansys Programmablauf zur Simulation des Rahmens erläutert, der vollständige Programmablauf wird im Anhang 4-1 wiedergegeben. Um eine bessere Beschreibung der Vorgehensweise zu gewährleisten, werden die einzelnen Programmeingaben durch eine fortlaufende Nummerierung (Befehlszeile) ergänzt, die jedoch nicht in den Ansys Programmablauf übernommen wird. Die Erläuterungen beziehen sich auf den Lastfall der extremen Kurvenfahrt. Bei Unterschieden zu anderen Lastfällen im Programmablauf wird an den betreffenden Stellen gesondert darauf eingegangen. Es folgen die Erläuterungen in tabellarischer Form:

Befehlszeile Erklärung

1-2	Beenden und löschen eventuell vorangegangener Berechnungen
3	Starten des Pre-7-Prozessors
4-8	Festlegung für die Vergabe der Nummern von Knoten, Keypoints, Linien, Flächen und Volumen; das Zählen soll bei 1000 beginnen
9	Festlegen der Elementgröße für die Vernetzung auf 20
11-15	Importieren der Datei Rahmen.IGS aus dem Ordner, der das Programm enthält
16	Anzeigen der Linienelemente im Programm
17	Starten des Pre-7-Prozessors
18-22	Aufbringen der Beschleunigungen laut Abbildung 15, hinter dem acel-Befehl stehen die Beschleunigungswerte für x,y,z in mm/s ² , das !-Zeichen vor dem Befehl gibt an dass dieser Befehl nicht ausgeführt wird
18	Maximaler vertikaler Stoß
19	Extreme Kurvenfahrt (aktiv, da kein !-Zeichen vorangestellt)

20	Extreme Bremsung
21	Extreme Anfahrt
22	Überschlag
23	Festlegen des Elementtyps 1 auf das Element Pipe16
24	Festlegen des Elementtyps 2 auf das Element Mass21
25	Setzen der Keyoption 3 des Elementes 2 auf 2
26-32	Festlegen der Materialeigenschaften
26-28	Material 1 mit einem E-Modul von 210000N/mm ² , einer Querkontraktionszahl von 0,33 und einer Dichte von $7,85 \cdot 10^{-9}$ t/mm ³ (entspricht S 235 JR)
29-30	Material 2, E-Modul 2100000N/mm ² , Querkontraktionszahl 0,33
31-32	Material 3, E-Modul 21000N/mm ² , Querkontraktionszahl 0,33
33-40	Festlegen der Real-Konstanten für die Rohrdurchmesser r (Real-Aufruf), Bezeichnung, Außendurchmesser, Wandstärke
41-48	Festlegen der Real-Konstanten für die Massenpunkte r (Real-Aufruf), Bezeichnung, Gewicht in Tonnen
49-67	Selektieren von Rahmenrohren mit den gleichen Abmaßen
67-70	Zuweisen des Elementtyps 1, des Materialtyps 1 und der Real-Konstanten 1
71	Elementgröße für das Vernetzen entspricht der in Befehlszeile 9 festgelegten Variablen
72	Vernetzen aller zuvor ausgewählten Linien
73-272	In Analogie zu der Vorgehensweise von Befehlszeile 49 bis 72 werden nun die restlichen Rohre des Rahmens selektiert, Materialeigenschaften, Real-Konstanten und eine Elementgröße zugewiesen und anschließend die selektierten Rohre vernetzt

Als Zwischenergebnis ist im Ansys folgende Darstellung zu sehen:

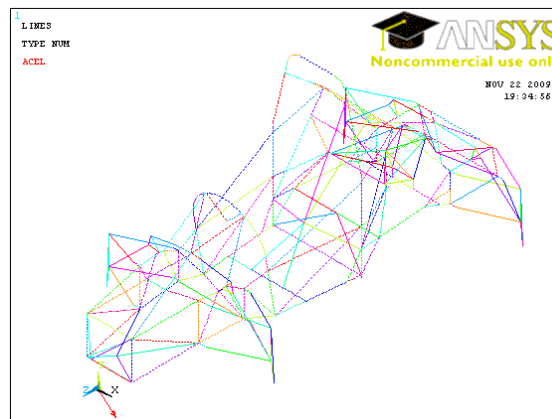


Abbildung 16 Modell mit vernetzten Rahmenrohren

Befehlszeile Erklärung

273-301	Löschen der Linen der Querlenker sowie der Teile der Federung, die gelenkig mit dem Rahmen verbunden sind
302-325	Erstellen von Keypoints an den Verbindungsstellen der Linien zum Rahmen die in der Befehlszeile 301 gelöscht wurden
326-349	Erstellen der Linen für die Querlenker und die Teile der Federung die gelenkig mit dem Rahmen verbunden sind
350-370	Selektieren der Linen für die Radträger und die Verbindung zum Radaufstandspunkt, zuweisen von Eigenschaften und Elementgröße, vernetzen der Linien
371-475	Selektieren bestimmter Gruppen von Rohren mit gleichen Eigenschaften, zuweisen von Eigenschaften und Elementgröße, vernetzen der Linien
467-488	Erstellen der Linen für die Feder/Dämpfer-Einheit, selektieren der Linen, zuweisen von Eigenschaften, vernetzen der Linien
498-494	Binden der Freiheitsgrade an den Radaufstandspunkten (s. Abbildung 17)
495-498	Binden der Freiheitsgrade an den Überrollbügeln (nur für den Lastfall des Überschlags)

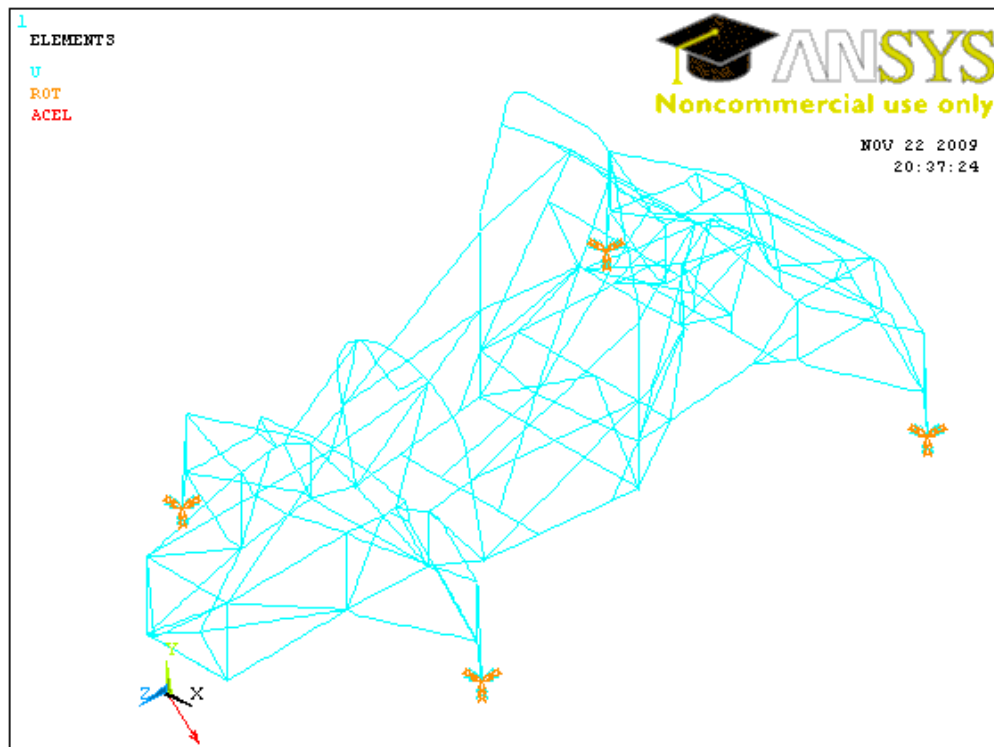


Abbildung 17 Binden der Freiheitsgrade

Befehlszeile Erklärung

- | | |
|---------|---|
| 499-658 | Zuweisen von Eigenschaft zwischen den Keypoints, die in den Befehlszeilen 302-325 erstellt wurden und den Anbindungspunkten der Querlenker bzw. der Federung an den Rahmen, es werden jeweils die zwei betreffenden Keypoints ausgewählt, über den CP-Befehl wird festgelegt, dass die Verschiebungen in x,y und z von einem auf den anderen Keypoint übertragen werden, Rotationen jedoch nicht. Bei den Verbindungen der Feder/Dämpfereinheit und der Umlenkung der Federung können zusätzlich Rotationen in x und y übertragen werden, bei den Querlenkern jedoch nicht. |
| 659-691 | Zuweisen der Masse der einzelnen Fahrzeugkomponenten auf Elemente laut Tabelle 5 |
| 692-694 | Selektieren und darstellen aller Elemente. |
| 695 | Beenden des Pre-7-Prozessors |
| 696-697 | Berechnen der Lösung |

698 Starten des Post-1-Prozessors

Fahrzeugkomponente	Gewicht [kg]
Crashbox	2
Pedaleinheit	4
Lenkung	5
Fahrer	68
Tank	10
Motor mit Airbox und Abgasanlage	80
Antrieb	15
Rad und Radträger	15,5

Tabelle 5 Gewicht der Fahrzeugkomponenten

- 699 Anzeigen der Vergleichsspannung nach Misses
 700 Festlegen einer anderen Einteilung der Skala
 701 Anzeigen der Ergebnisse nach der neuen Skalierung
 (s. Abbildung 18)
 702-706 Auflisten der Kräfte in allen Elementen in x-,y- und z-Richtung

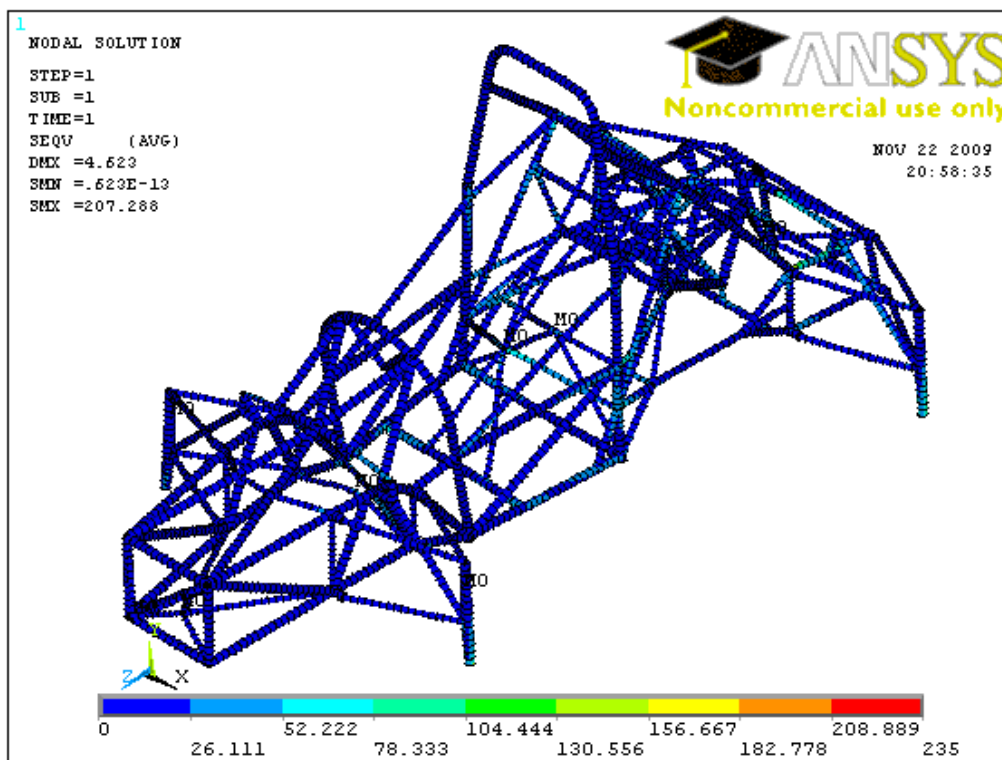


Abbildung 18 Vergleichsspannungen nach Misses

Der zuvor beschriebene Programmablauf muss für alle Lastfälle durchlaufen werden. Dabei sind an den entsprechenden Stellen (Binden der Freiheitsgrade und Aufbringen der Beschleunigungskräfte auf das System) die entsprechenden Änderungen vorzunehmen.

4.4 Auswertung der Ergebnisse der Rahmenanalyse

In den Abbildung 19 bis 23 sind die Ergebnisse der Analysen der einzelnen Lastfälle dargestellt. Zu sehen ist jeweils die Vergleichsspannung nach Mises.

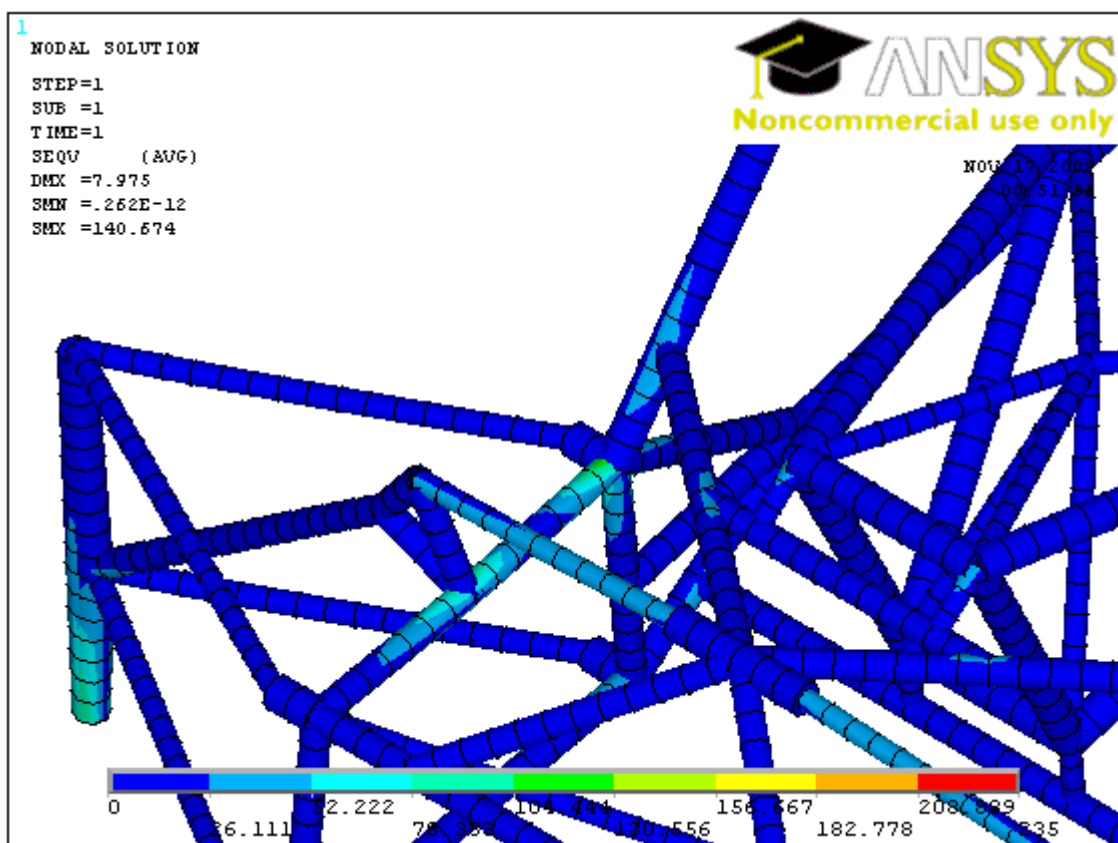


Abbildung 19 Extreme Anfahrt

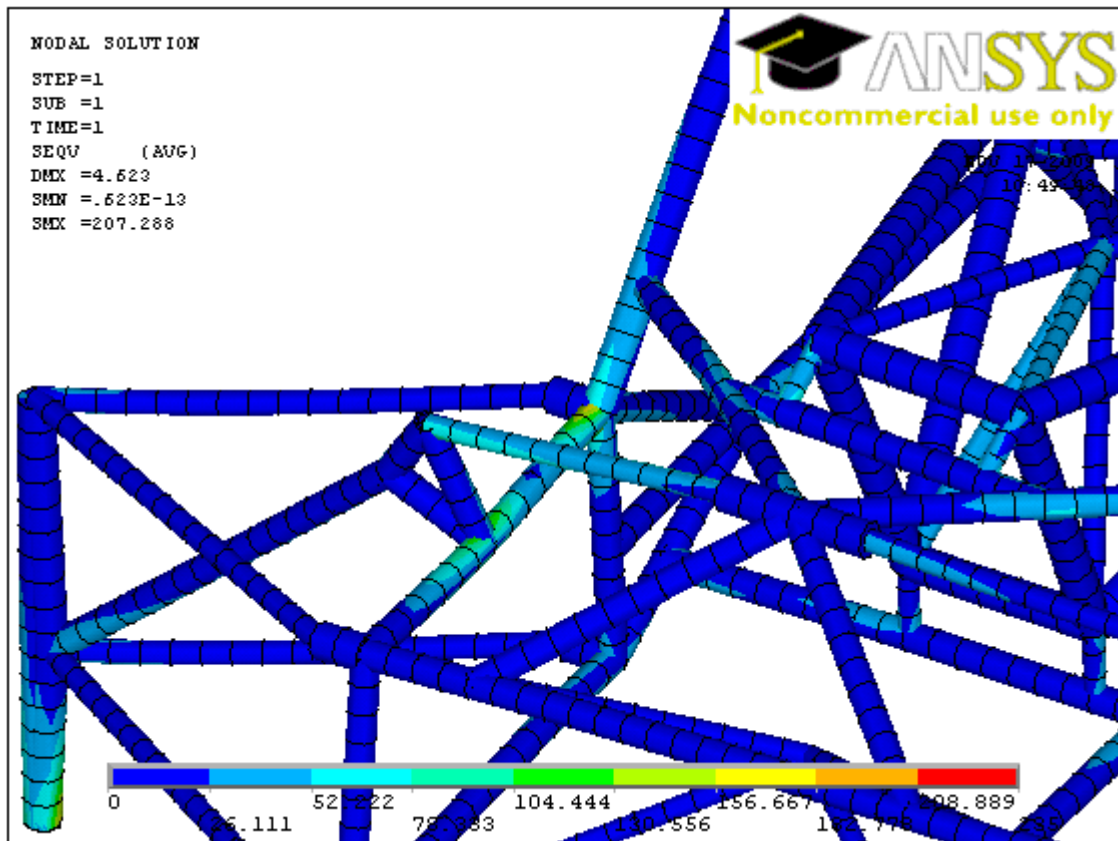


Abbildung 20 Extreme Kurvenfahrt

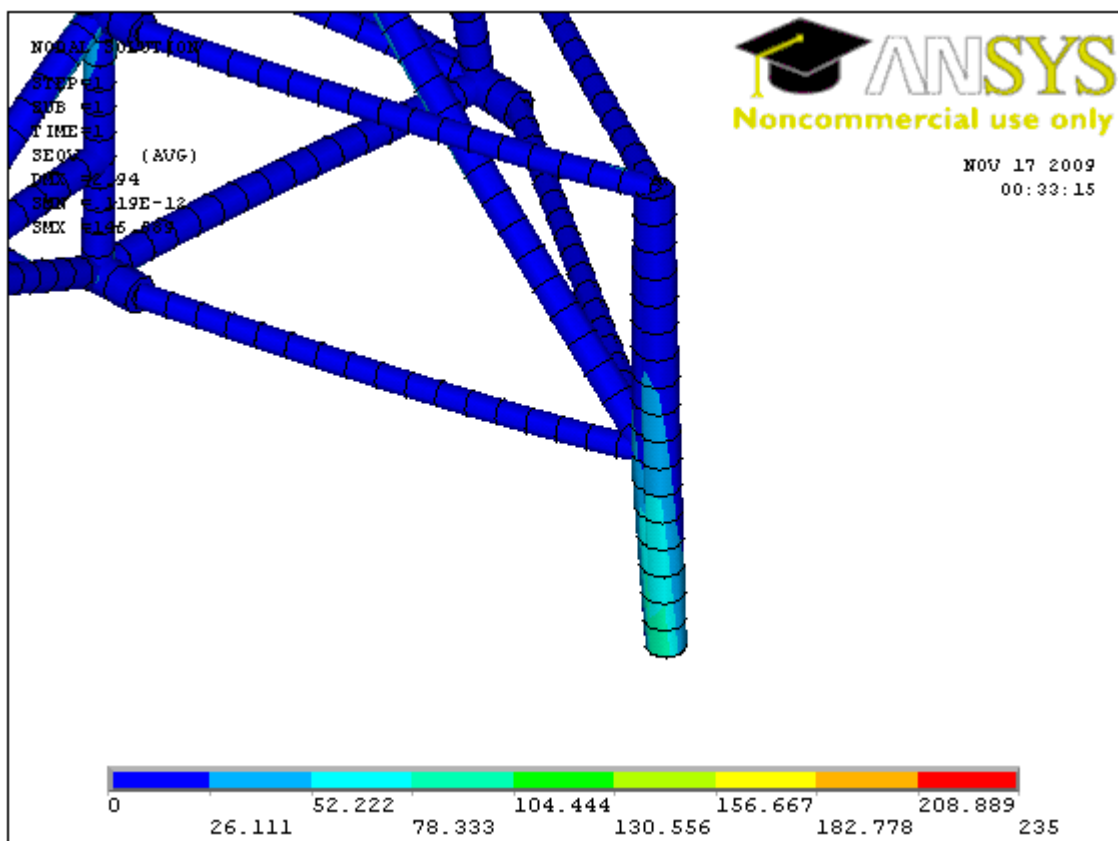


Abbildung 21 Extreme Bremsung

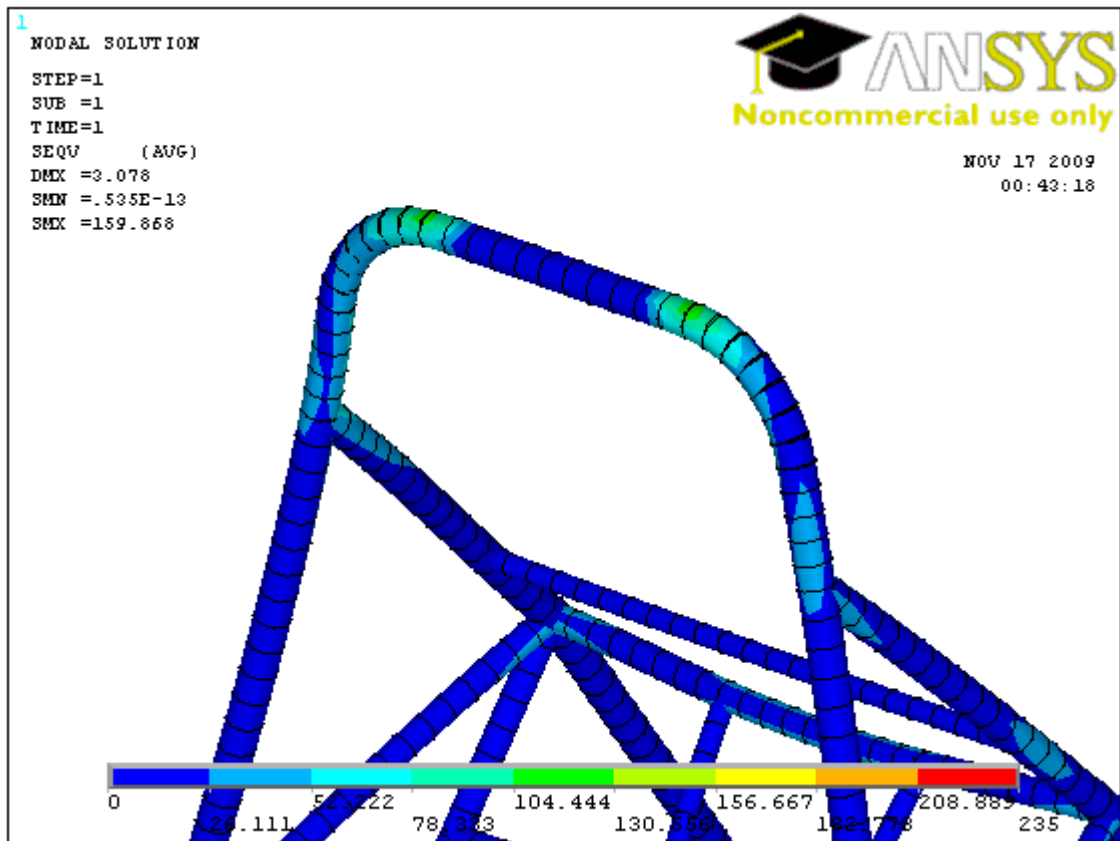


Abbildung 22 Überschlagn

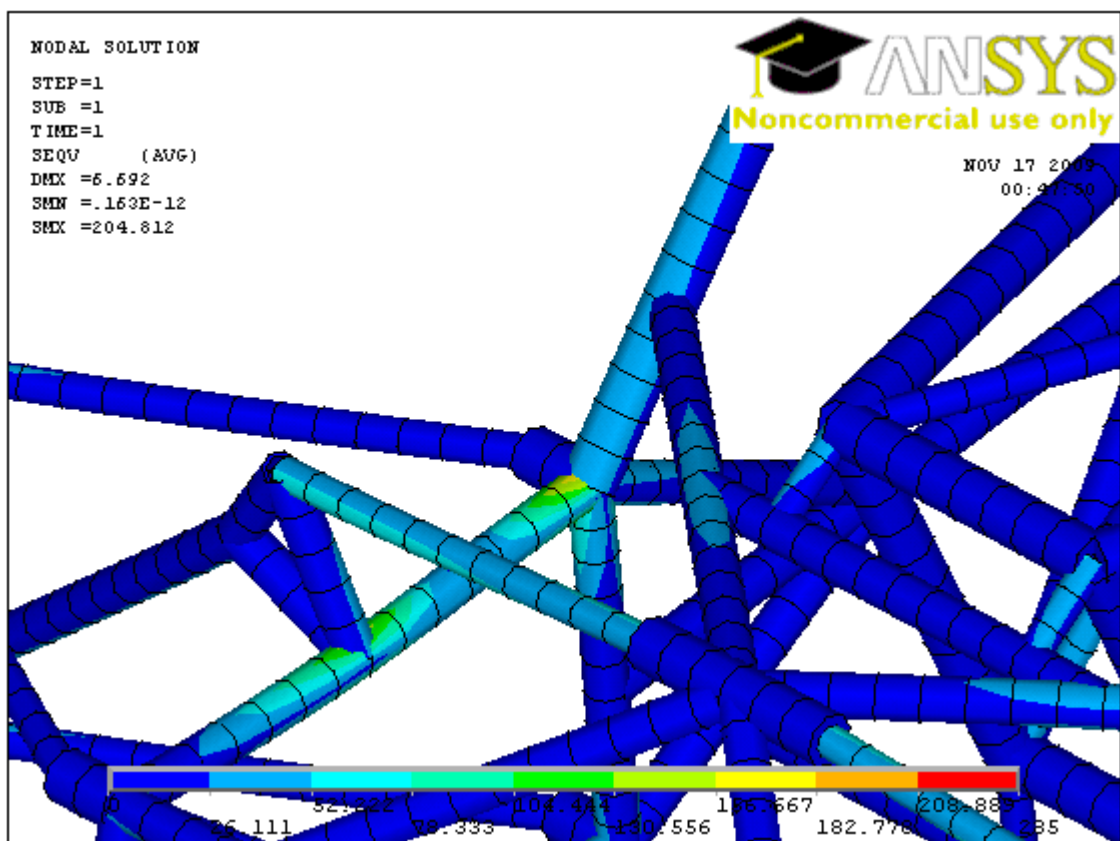


Abbildung 23 Maximaler vertikaler Stoß

Die Spannungen bei extremer Anfahrt, extremer Bremsung und dem Lastfall des Überschlags können aufgrund ihrer Größe als eher unproblematisch angesehen werden. Bei extremer Kurvenfahrt und dem maximalen vertikalen Stoß liegen die größten Spannungen jeweils im gleichen Element (309) vor und weichen kaum voneinander ab. Daher wird für die weitere Betrachtung nur der Lastfall der extremen Kurvenfahrt berücksichtigt, da hier die Vergleichsspannung höher ist als bei einem max. vertikalen Stoß. SEQV steht für die Vergleichsspannung nach Misses. Um eine Sicherheit gegen Verformung bzw. Bruch zu berechnen, kann sie jedoch nicht benutzt werden, da es sich um eine zusammengesetzte Spannung handelt. Es müssen also die einzelnen Spannungen betrachtet werden um eine Aussage treffen zu können. Dazu werden vom Programm die Normalspannungen in x-,y- und z-Richtung bei extremer Kurvenfahrt betrachtet. Dabei zeigt sich, dass die Normalspannung in x-Richtung mit $207,279 \text{ N/mm}^2$ am größten ist (s. Abbildung 24). Die Normalspannungen in den anderen Richtungen gehen gegen Null und werden für die Betrachtungen nicht berücksichtigt.

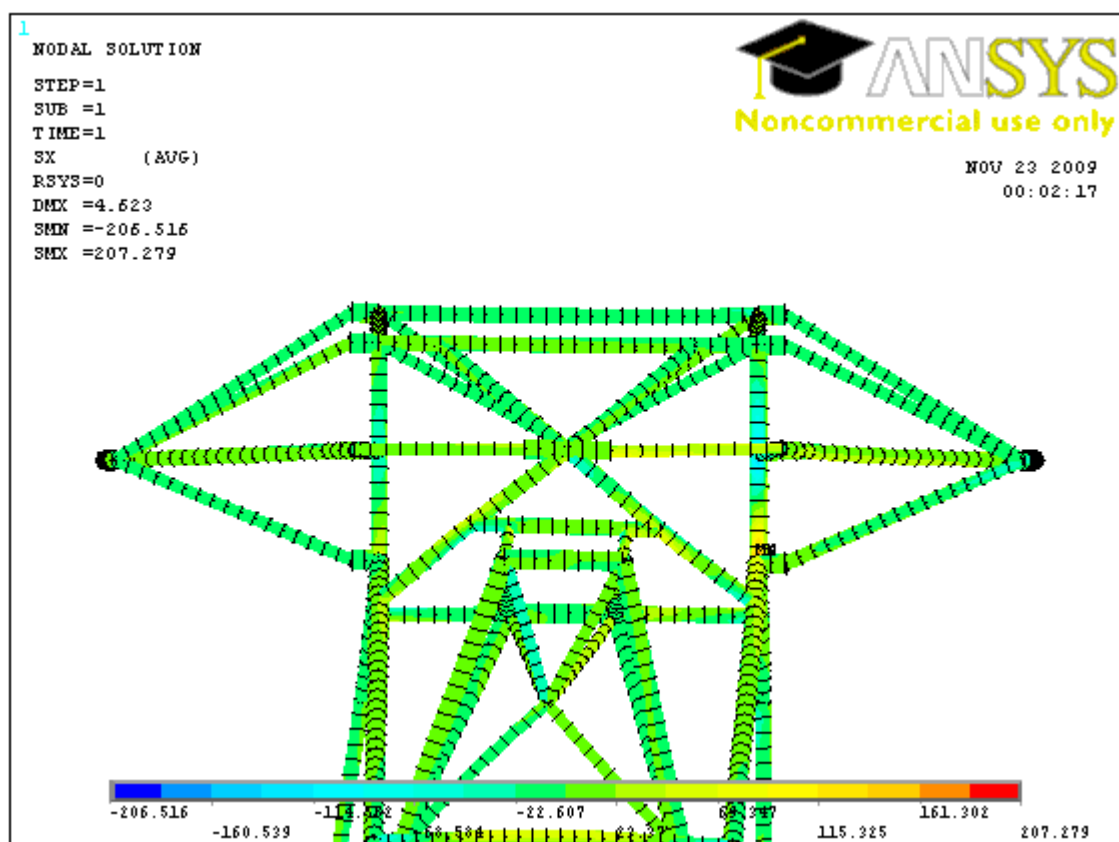


Abbildung 24 Normalspannungen in x-Richtung

Eine Überprüfung auf Dauerfestigkeit macht im Motorsport wenig Sinn (Überdimensionierung), deshalb wird ein Festigkeitsnachweis für die Betriebsfestigkeit angestrebt. Dazu werden jedoch Lastkollektive benötigt, die wie in Abschnitt 4.2 bereits erwähnt, leider nicht vorliegen. Der FKM-Richtlinie 183 ist zu entnehmen, dass ein Nachweis gegen Fließen bzw. Bruch unter einer Lastspielzahl von 10.000 auch statisch erfolgen kann. Es wird davon ausgegangen, dass diese Lastspielzahl bei dem kurzzeitigen Einsatz des Fahrzeuges (ein Rennen am Hockenheimring) nicht überschritten wird. Somit kann die Sicherheit gegen Fließen statisch ermittelt werden. Die maximal auftretende Normalspannung ist bereits bekannt, sie beträgt $207,28 \text{ N/mm}^2$, für den statischen Festigkeitsnachweis gegen Fließen wird somit nur noch die vom Material ertragbare Spannung benötigt. Sie errechnet sich wie folgt:

$$R_p = R_{p0,2N} \cdot K_T = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 1 = 2235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_{p0,2N} = 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}; [23]$$

$$K_T = 1; [23]$$

K_T – technologischer Größeneinflußfaktor

$R_{p0,2N}$ – Streckgrenze für einen Stab mit Normabmessungen

Die Sicherheit gegen Fließen s_F kann anschließend wie folgt berechnet werden:

$$s_F = \frac{R_p}{\sigma_{\max}} = \frac{235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{207,28 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1,13$$

Somit hält der Rahmen bei einer Lastspielzahl kleiner als 10.000 den Belastungen stand!

Die Belastungen auf den Motor ergeben sich aus den Kräften in x-,y- und z-Richtung für die Elemente mit denen der Motor über den Rahmen verbunden ist. Die Auflistung der Kräfte wird mittels Befehlszeile 702-706 erreicht. Aus dieser Liste werden die Elemente und die dazugehörigen Kräfte für jeden der Lastfälle selektiert und in einer Tabelle zusammengefasst.

Belastung		1940	1941	3117	3120	3123	3126
Anfahrt	Fx	-314,62	-331,58	200,98	179,62	99,74	95,88
	Fy	328,01	-341,36	108,62	-106,96	-117,07	132,37
	Fz	-569,73	598,94	-209,62	-201,37	7,23	11,48
	Fg	728,81	764,98	310,05	290,26	153,97	163,85
Bremsen	Fx	229,97	259,57	343,41	345,84	63,57	68,86
	Fy	509,48	-502,88	50,92	-60,12	-130,67	110,28
	Fz	774,09	-849,73	-38,82	-38,60	-119,00	-
	Fg	954,81	1020,93	349,33	353,14	187,82	164,29
Kurvenfahrt	Fx	233,11	-286,44	494,44	41,70	-64,82	227,80
	Fy	266,82	-612,05	814,03	631,61	270,36	522,23
	Fz	1151,00	941,01	-366,78	74,50	-176,59	82,73
	Fg	1204,30	1158,51	1020,61	637,35	329,36	575,73
Überschlag	Fx	-21,82	-21,78	-51,09	-37,86	-117,86	110,91
	Fy	-323,35	330,14	-67,55	68,06	139,75	140,30
	Fz	97,87	-90,48	151,72	141,50	60,09	50,56
	Fg	338,54	343,01	173,76	161,52	192,44	185,85
Stoß	Fx	-66,82	-56,85	429,78	414,83	128,93	130,05
	Fy	661,18	-666,50	125,96	-131,91	-195,59	191,56
	Fz	161,34	-197,99	-196,13	-189,45	-88,24	-70,23
	Fg	683,85	697,61	488,92	474,74	250,33	241,95

Tabelle 6 Belastungen der Motoraufhängung

Die Gesamtkraft F_g aus der Tabelle 4-2 kann über den Satz des Pythagoras im dreidimensionalen Raum ermittelt:

$$F_g = \sqrt{(F_x^2 + F_y^2 + F_z^2)}$$

Es ist zu erkennen, dass die größte Gesamtkraft jeweils bei extremer Kurvenfahrt auftritt. Daraus lässt sich ableiten, dass für die Analyse des Motors nur der Lastfall der Kurvenfahrt ausschlaggebend ist. Die Elemente 1940 und 1941 leiten die größte Kraft in den Motor ein. Dies sind auch die Stellen, an dem die Motoraufhängung am schwächsten ausgebildet ist. Wenn diese Stellen den Belastungen des Rahmens auf den Motor standhalten, kann davon ausgegangen werden, dass der Motor die gesamte Belastung bei allen Lastfällen verträgt.

4.5 FEM-Analyse des Motors

Für die FEM-Analyse des Motors muss zunächst ein realistisches CAD-Modell geschaffen werden, um dieses anschließend in das Ansys Programm importieren zu können. Zu diesem Zweck wurde ein PC 37 Motor zerlegt und das Kurbelgehäuse, an dem sich die Aufhängungspunkte des Motors befinden, optisch 3D-Digitalisiert. Ergebnis dieser Digitalisierung ist eine STL Datei. Bei dem Versuch diese STL Datei in das CAD Programm Solid Works zu importieren, stellte sich jedoch heraus, dass Solid Works aufgrund der enormen Datenmenge nur ein Oberflächenmodell des Kurbelgehäuses erstellen kann. Da das Kurbelgehäuse aber im Bereich der Motorhalterung beschädigt ist, muss ein Volumenmodell erschaffen werden um die Beschädigung im CAD Programm nachzubearbeiten. Der Versuch den STL Datensatz auszudünnen um so die Anzahl der Dreiecke, aus dem das Modell im STL Datensatz besteht, zu vermindern, schlug fehl, da Solid Works noch immer kein Volumenmodell erzeugen konnte. Eine weitere Ausdünnung des Datensatzes wäre wenig sinnvoll, da es sonst zu großen Abweichungen des erzeugten CAD-Modells mit dem realen Modell des Kurbelgehäuses kommen würde. Der Versuch ein anderes CAD-Programm (Pro Engineer) bei der Erstellung eines Volumenmodells zu nutzen, schlug ebenfalls fehl. Da jedoch für die FEM-Analyse zwingend ein CAD-Modell des Motors benötigt wird, wurde sich dafür entschieden die Motoraufhängung im Solid Works selbst nachzubilden. Das so erstellte CAD-Modell muss jedoch im Bezug auf seine Übereinstimmung mit dem realen Modell als sehr kritisch betrachtet und bewertet werden, besonders im Bezug auf die Auswertung der Ergebnisse der FEM-Analyse!

„Für die Berechnung der – aus der Nennbelastung resultierenden – inneren Spannung eines Bauteils kann man die über Flächen- oder Linienberührung eingeleiteten Kräfte im Allgemeinen durch punktförmigen Kraftangriff ersetzen. Dies sagt das Prinzip von de Saint Venant: „In hinreichender Entfernung von der Krafteinleitungsstelle hängt die Beanspruchung (Spannungsverteilung) nur noch von der resultierenden der angreifenden Kräfte und Momente ab, aber nicht mehr von der Art der Einleitung“. Als hinreichende Entfernung kann die Strecke $l=(1....1,5)*b$ gelten, mit Querschnittsbreite b senkrecht zur

Kraftrichtung. Diese Hypothese wurde durch umfangreiche theoretische Berechnungen und messtechnische Untersuchungen bestätigt.“ [24] (s. Abbildung 25)

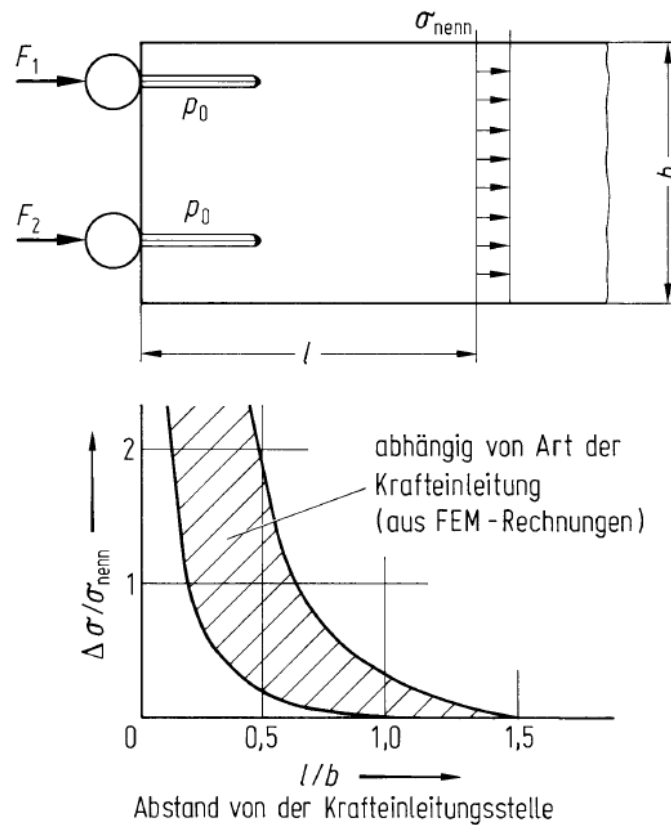


Abbildung 25 Prinzip von de Saint Venant [24]

Aus diesem Prinzip kann geschlussfolgert werden, dass für die FEM-Analyse nicht das komplette Modell des Kurbelgehäuses nachgebildet werden muss, sondern nur die Bereiche in Nähe der Krafteinleitung (Motoraufhängung).

Wie bereits schon im Abschnitt 4.4 erwähnt, werden zuerst die Motoraufhängungen überprüft, die mit den Elementen 1940 bzw. 1941 verbunden sind. Hierbei handelt es sich um die beiden vorderen Motoraufhängungen. Dazu wird zunächst ein CAD-Modell dieser beiden Teile erstellt. Einen Vergleich zwischen Realität und CAD-Modell findet sich in den Abbildungen 4-12 bis 4-15 wieder. Die Motoraufhängung links (in Fahrtrichtung gesehen) wird durch Kräfte von Element 1941 belastet und die rechte Motoraufhängung wird durch die Kräfte des Elements 1940 belastet.

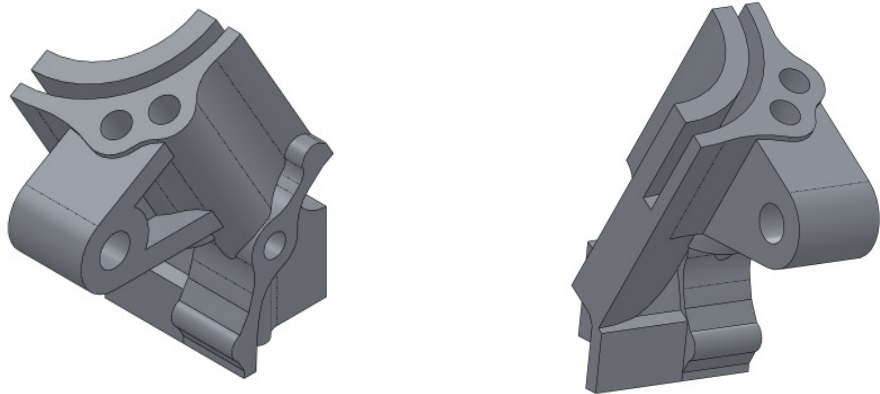


Abbildung 26 Motoraufhängung vorn links im CAD-Programm



Abbildung 27 Motoraufhängung vorn links real

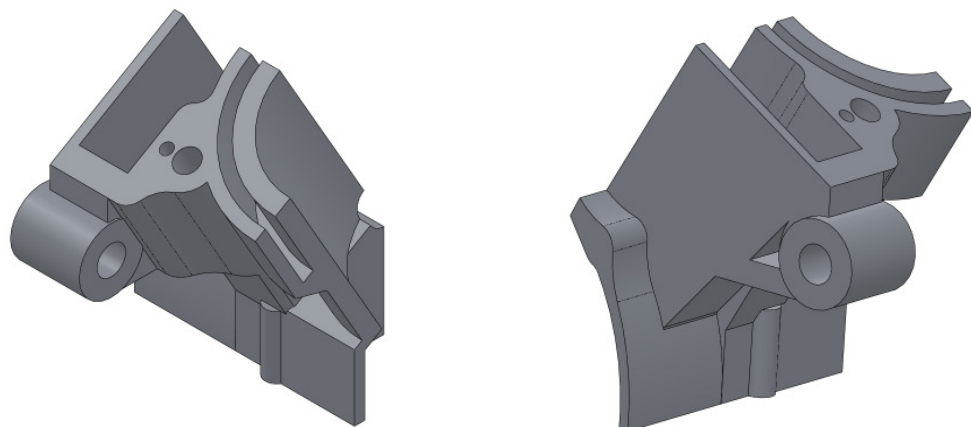


Abbildung 28 Motoraufhängung vorn rechts in CAD-Programm

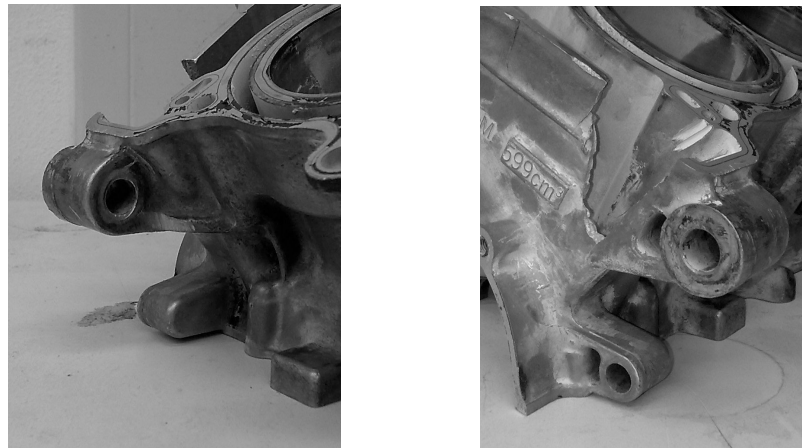


Abbildung 29 Motoraufhängung vorn rechts real

Im Folgenden werden wieder die Programmabläufe erläutert. Da sich diese für die rechte bzw. linke Motoraufhängung im Ablauf nicht unterscheiden, wird nur für eine Aufhängung der Programmablauf in tabellarischer Form erläutert. Beide Programme befinden sich im Anhang 4-2.

Befehlszeile Erläuterungen

1-2	Beenden und löschen eventuell vorangegangener Berechnungen
3	Starten des Pre-7-Prozessors
4-7	Festlegung für die Vergabe der Nummern von Keypoints, Linien, Flächen und Volumen; das Zählen soll bei 1000 beginnen
9-15	Importieren der Datei Motoraufnahme1940.IGS aus dem Ordner C:\Finke\AnalyseMotor, darstellen des Volumenkörpers
16	Starten des Pre-7-Prozessors
17	Festlegen des Elementstyps 1 auf das Element Solid 186
18-19	Festlegen der Materialeigenschaften für das Material 1, E-Modul 75000N/mm ² , Querkontraktionszahl 0,33 (Werte für AlSi12) [23]
20-24	Automatisches Vernetzen mit dem smartsize Aufruf mit einer Vernetzungseinheit von 5 (s. Abbildung 30)

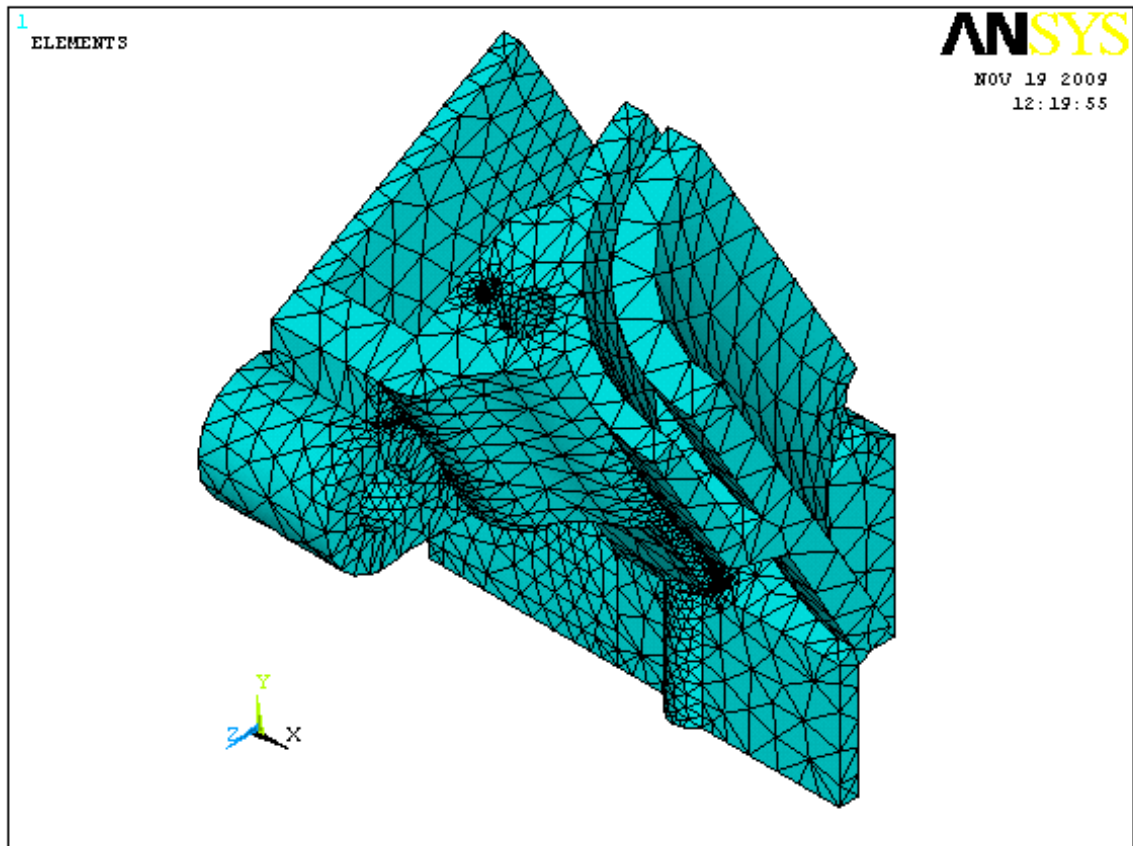


Abbildung 30 vernetztes Modell Motoraufhängung vorn rechts

- 26-36 Aufbringen der Kräfte aus Tabelle 4-2 vom Element 1940, die Kräfte werden auf 2 Flächen aufgeteilt (Halbierung der Kräfte) es werden die Flächen ausgewählt, anschließenden die Knoten auf den Flächen, die Knoten werden gezählt, dieser Anzahl wird einer Variablen zugeordnet, die jeweilige Kraft in x-,y- und z-Richtung wird durch diese Variable geteilt (siehe Abbildung 31)
- 37-42 Selektieren der Schnittflächen durch das Kurbelgehäuse und binden der Freiheitsgrade an den Knoten der Schnittflächen

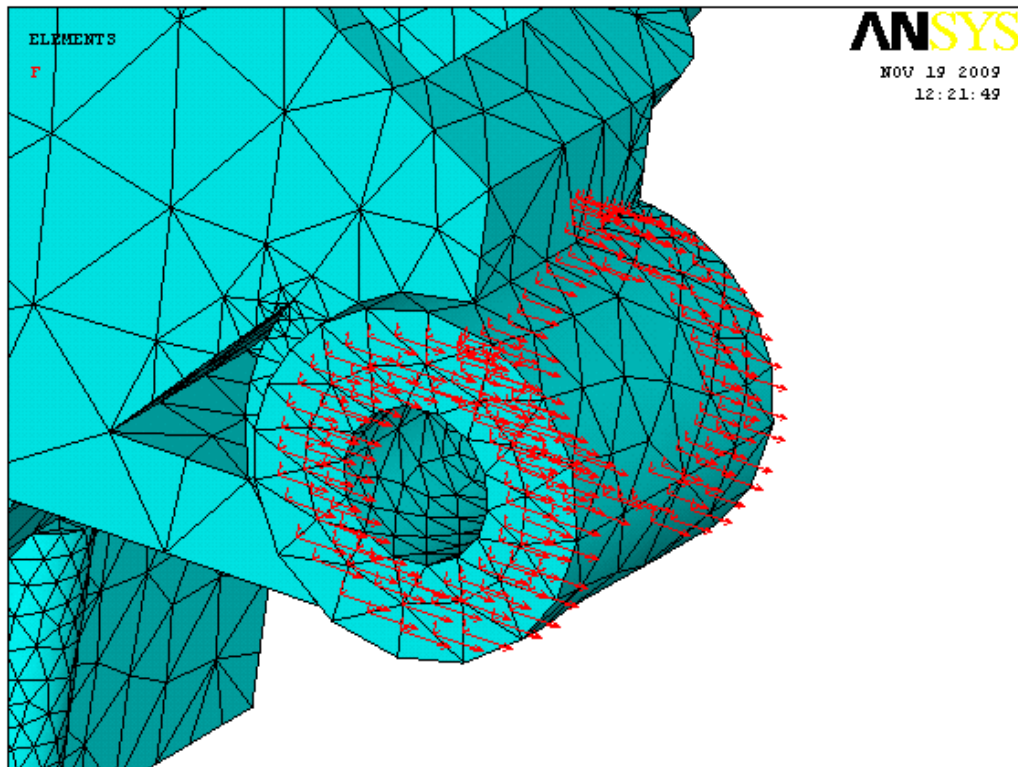


Abbildung 31 Aufbringen der Kräfte

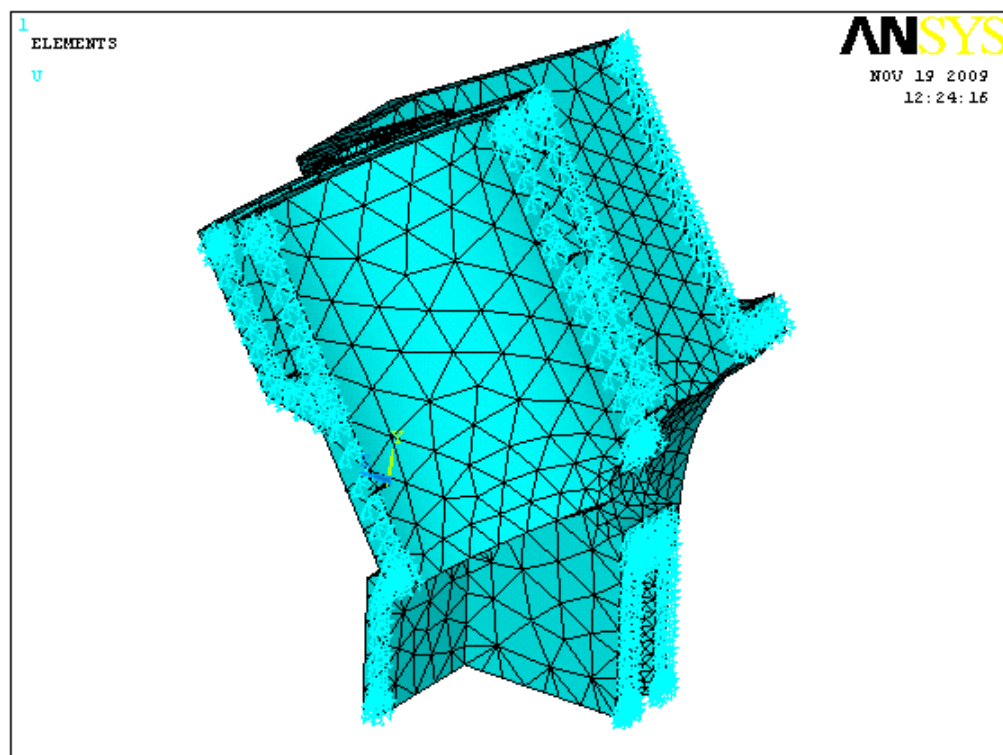


Abbildung 32 Binden der Freiheitsgrade

Befehlszeile Erläuterungen

43-44	Beenden des Pre-7-Prozessors
45-46	Berechnen der Lösung
47	Starten des POST-1-Prozessors
48	Anzeigen der Vergleichsspannung nach Misses
49	Festlegen einer anderen Einteilung der Skala
50	Anzeigen der Ergebnisse nach der neuen Skalierung

4.6 Auswertung der Ergebnisse der Motoranalyse

Die Abbildung 33 zeigt die Vergleichsspannung nach Misses für die Motoraufhängung vorn rechts, die Abbildung 34 für die Motoraufhängung vorn links.

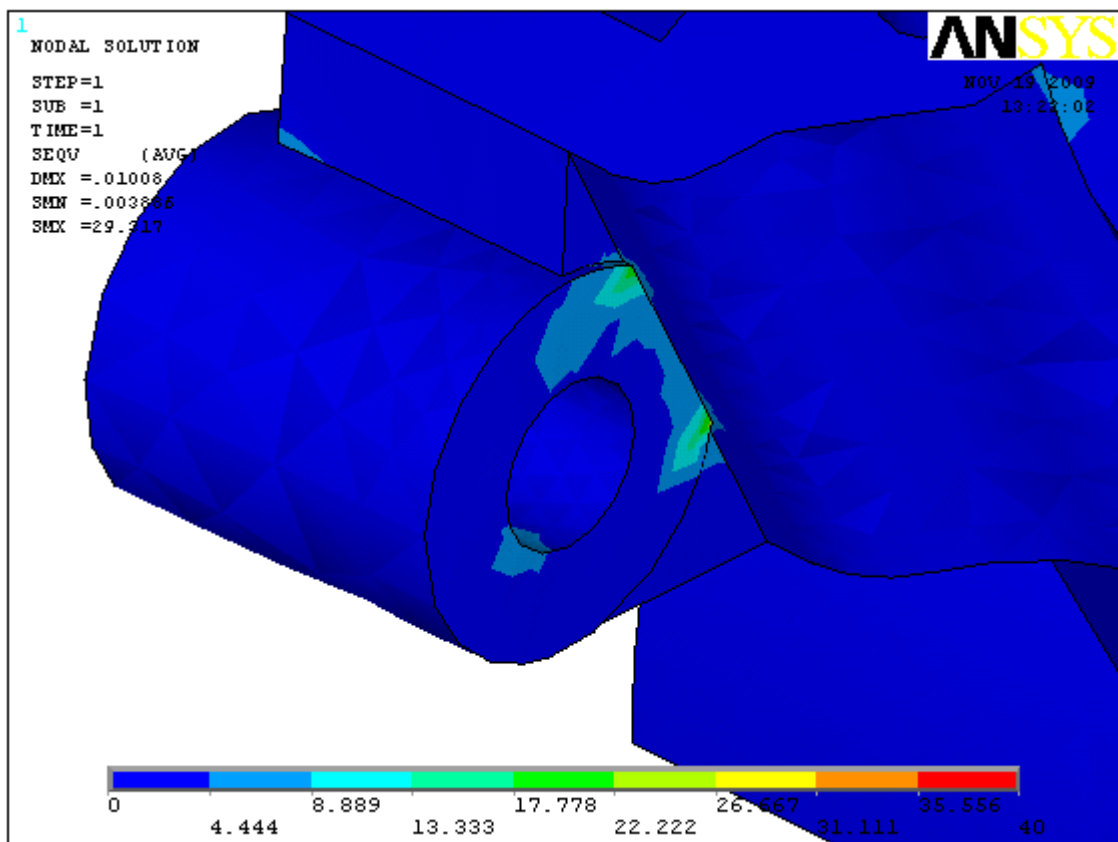


Abbildung 33 Vergleichsspannung nach Misses Motoraufhängung vo. Re.

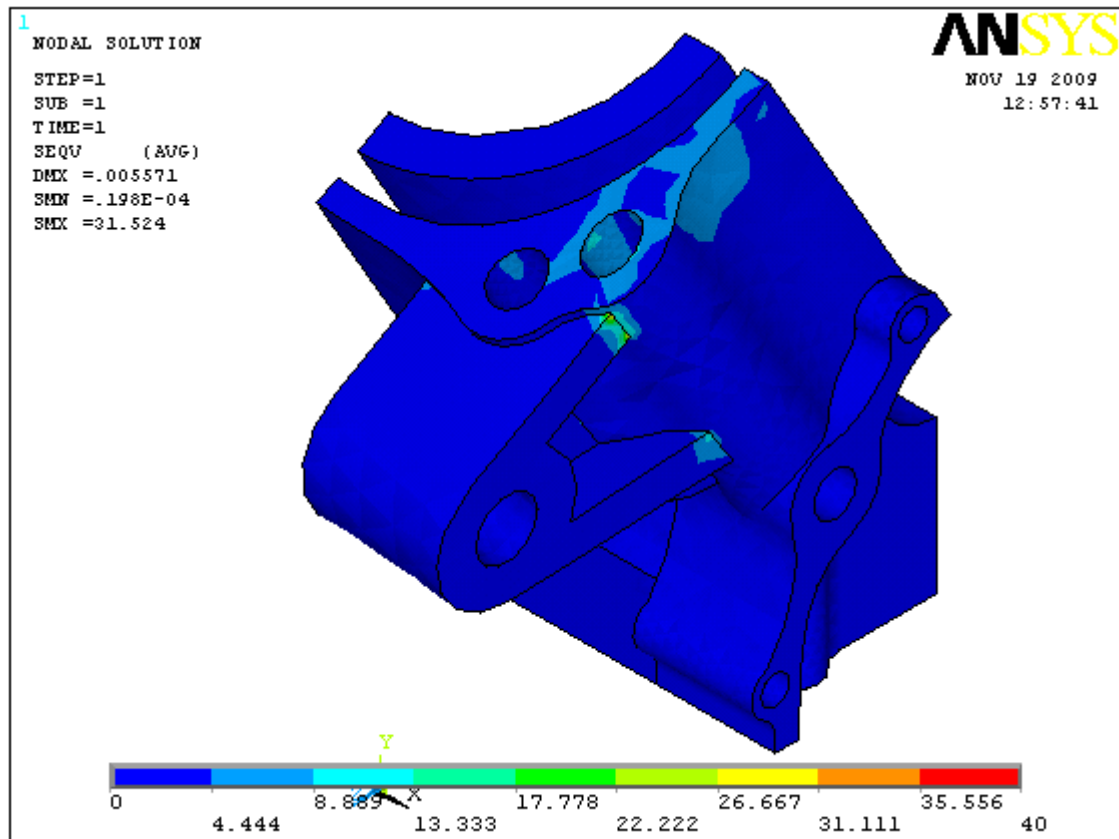


Abbildung 34 Vergleichsspannung nach Misses Motoraufhängung vo. Li.

Wie beim Rahmen, so ist auch bei der Auswertung der Analyse des Motors davon auszugehen, dass die Lastspielgrenze von 10000 bei einem Rennen nicht überschritten wird. Somit liegen der Auswertung ebenfalls statische Überlegungen zu Grunde. Nach Roloff/Matek TB 1-1 besitzt die Aluminiumlegierung (AlSi12) eine $R_{p0,2}$ -Dehngrenze von 70N/mm^2 . [23] Die max. Vergleichsspannung nach Misses beträgt bei der linken, vorderen Motoraufnahme rund $31,5\text{N/mm}^2$ und bei der rechten $29,3\text{N/mm}^2$. Somit ist die $R_{p0,2}$ -Dehngrenze mehr als doppelt so groß wie die Vergleichsspannung nach Misses. Bei diesem Verhältnis wird davon ausgegangen, dass die vorderen Motoraufnahmen die 10000 Lastspiele ohne plastische Verformung überstehen. Eine Analyse der hinteren Motoraufhängung wird nicht durchgeführt. Da die hinteren Motoraufhängungen massiver ausgeformt sind als die vorderen (s. Abbildung 35 und 36) und nach Tabelle 4-2 kleinere Kräfte aufnehmen müssen, kann davon ausgegangen werden, dass diese ebenfalls den Belastungen standhalten werden.



Abbildung 35 Motoraufhängung hinten oben



Abbildung 36 Motoraufhängung hinten untern

5 Zusammenfassung und Auswertung der Ergebnisse

Bedingt dadurch, dass die Firma Mahle nur das Rennteam der Hochschule Esslingen mit ihrem Motor unterstützt, ist es nicht möglich den Motor als tragendes Bauteil zu verwenden. Andere Motoren, die dem Reglement der Formula Student entsprechen und den Ansprüchen des Technikum Mittweida Motorsport hinsichtlich der Leistungsentfaltung und ihrem Gewicht genügen, weisen aufgrund ihrer Bauform nicht die Möglichkeit zur Verwendung als tragendes Bauteil auf. Dennoch spielt der Motor eine entscheidende Rolle bei der Auslegung des Rahmens hinsichtlich seiner Steifigkeit. Es ist sinnvoll den Motor als versteifendes Element zu nutzen. Die FEM-Analyse hat gezeigt, dass der Motor in der Lage ist Kräfte und Momente aufzunehmen und dadurch dem Rahmen als versteifendes Element dienen kann. Jedoch müssen die Ergebnisse der Analyse sehr kritisch betrachtet werden! Da keinerlei Lastkollektive vorliegen, kann eine gewisse Sicherheit gegen Fließen nur bis zu einer Lastspielzahl von 10000 garantiert werden. Aus Überlegungen heraus kann zwar davon ausgegangen werden, dass sich die Lastspielzahl bei der Ermittlung der Betriebsfestigkeit erhöht, jedoch gibt es dafür keinen endgültigen Beweis in Form einer Festigkeitsberechnung. Zum Zweiten basiert die FEM-Analyse des Motors auf CAD-Daten, die „von Hand“ erstellt wurden. Somit lässt sich eine eindeutige Aussage über die realitätsnahe Abbildung des Motors im CAD-Programm nicht treffen. Dadurch ist es zwingend notwendig für zukünftige Analysen des Rahmens eine realitätsnahes Lastkollektiv zu schaffen. Dies könnte zum Bsp. durch die Verwendung von geeigneten Sensoren im Fahrzeug erreicht werden. Bei Vorliegen dieses Lastkollektivs könnten andere Konstruktionen ebenso auf die Betriebsfestigkeit hin ausgelegt werden, dies spart im Vergleich zu einer Auslegung der Bauteile auf Dauerfestigkeit Gewicht. Zum Zweiten sollte ein möglichst genaues CAD-Modell des Motors beschafft werden um eine genaue Aussage darüber treffen zu können, welchen Kräften und Momenten der Motor bis zum Versagen durch Verformung standhalten kann. Bei Vorliegen dieser Erkenntnisse ist es denkbar erst die maximal mögliche Belastungsfähigkeit des Motors zu bestimmen um

mit diesen Erkenntnissen anschließend eine Auslegung des Rahmen vorzunehmen.

Des Weiteren wurde in der vorliegenden Arbeit deutlich, dass ein Zahnriemen, als Möglichkeit der Drehmomentübertragung auf die Hinterachse, nicht zu empfehlen ist. Das Gewicht und die Baugröße des Kettentriebes sind im Vergleich zum Zahnriemen wesentlich geringer, bei gleichem übertragbaren Drehmoment. Es wird eher als sinnvoll erachtet den Kettentrieb einer genaueren Untersuchung zu unterziehen, um herauszufinden ob bei einer Verminderung der Baugröße das Drehmoment noch sicher auf die Hinterachse übertragen werden kann.

Die Idee den hinteren Rahmen durch Verbindungselemente trennbar vom vorderen Rahmen zu gestalten, wird als sinnvoll erachtet. Diese Möglichkeit bietet wesentliche Vorteile im Bezug auf schnell auszuführende Instandsetzungsarbeiten an der Antriebsbaugruppe des Formula Student Rennwagens. Es ist denkbar, den hinteren Teil des Fahrzeuges doppelt zu produzieren um so eine noch schnellere Austauschmöglichkeit bei einem eventuellen Motor- oder Getriebeschaden zu gewährleisten.

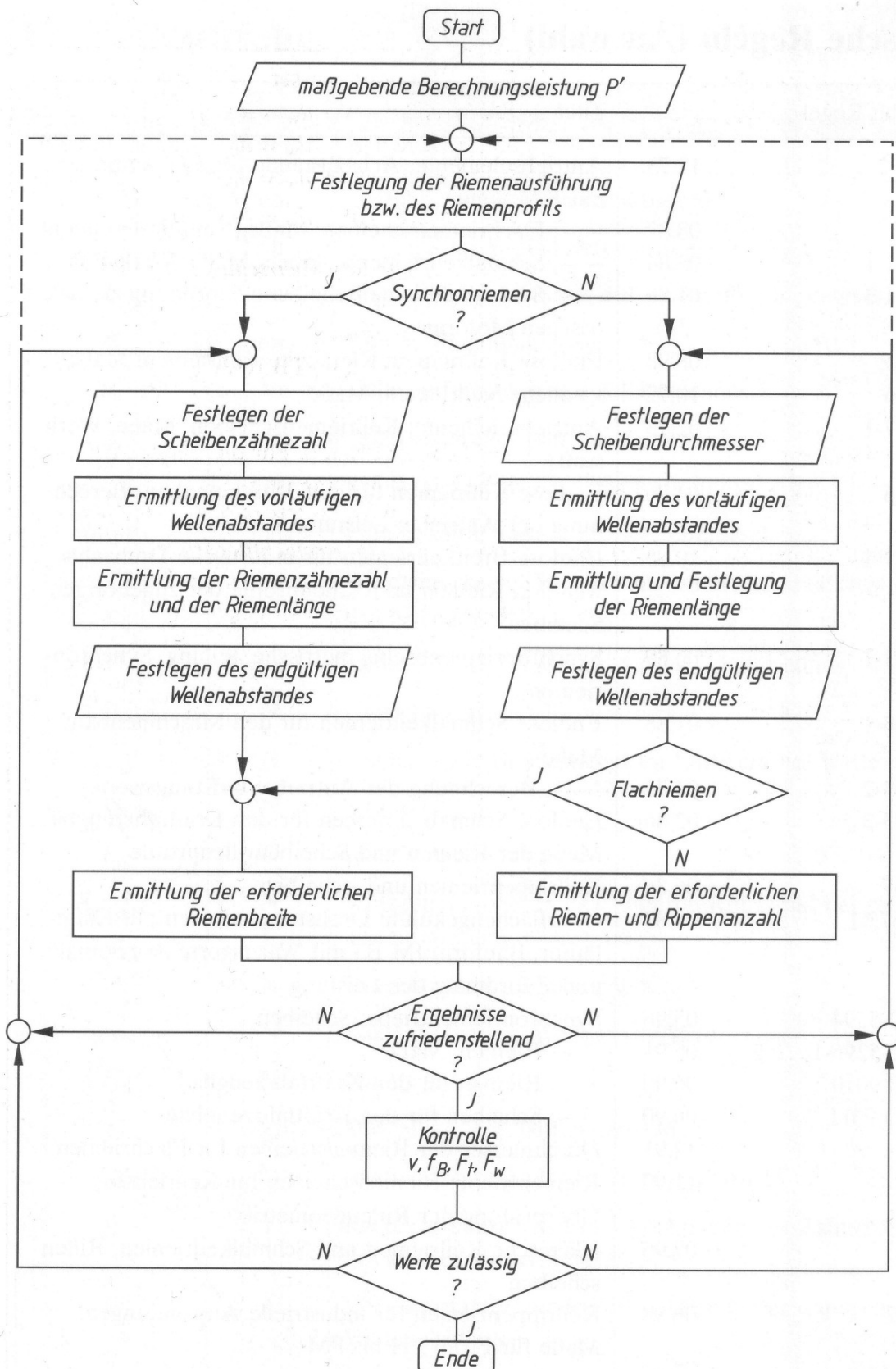
Zusammenfassend kann empfohlen werden, die Komponenten der bisherigen Antriebsbaugruppe für das zukünftige Fahrzeug zu übernehmen. Ein neuer konstruktiver Entwurf der Antriebsbaugruppe wird aus diesem Grund für das Fahrzeug der Saison 2009/10 nicht erstellt.

Anlagen

Anlage 1-1

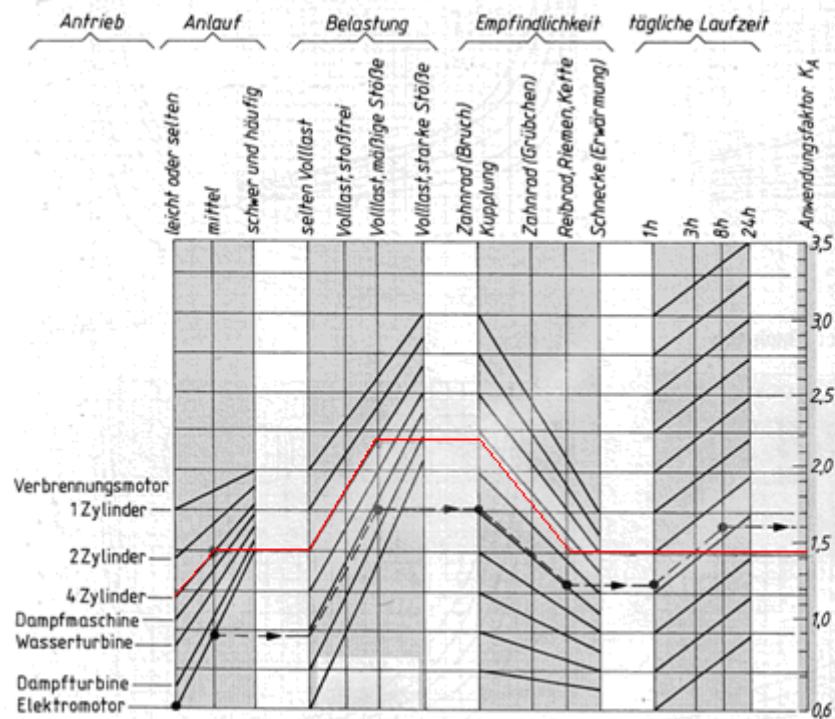
Motor	Hub- raum [cm ³]	Nenn- leistung [kW]	Nenndreh- zahl [min ⁻¹]	Maximales Drehmoment [Nm]	Erfüllt Reglemen- t	Geeignete Bauform
Suzuki GSX-R 600 [4]	599	92	13500	68,6 bei 11000min ⁻¹	Ja	Nein
Honda CBR 600 RR [5]	599	88,1	13500	66 bei 11250min ⁻¹	Ja	Nein
KTM LC4- 690 [6]	654	46,8	7500	65 bei 6500min ⁻¹	Nein	Nein
Yamah a YZF- R6 [7]	599	91	14500	65,7 bei 10500min ⁻¹	Ja	Nein
Yamah a WR 450 [8]	449	30	8500	k. A.	Ja	Nein
Honda CRF 450X [9]	449	41,5	8500	50,3 bei 7000min ⁻¹	Ja	Nein
Aprillia SXV 550 V2 [10]	550	14,5	7300	k. A.	Ja	Nein
BRP Rotax 449 [11]	449	37	k. A.	k. A.	Ja	Nein
Kawas aki ZX- 6R [12]	599	94,1	14000	66,7 bei 11800min ⁻¹	Ja	Nein
Aprillia RXV 550 [13]	553	15	6000	k. A.	Ja	Nein
KTM 530 EXC-R [14]	510	41,2	k. A.	K. A.	Ja	Nein
Honda TRX 450 [15]	450	27,2	k. A.	k. A.	Ja	Nein
Mahle SAE V3 [16]	609	60	9000	k. A.	Ja	Ja

Anlage 2-1 [19]



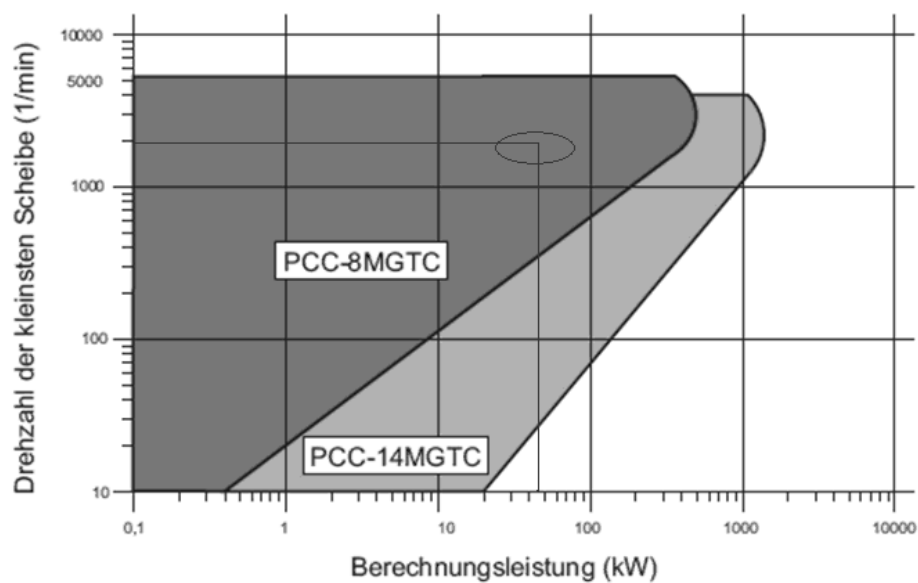
Anlage 2-2 [23]

b) für Zahnrad-, Reibrad-, Riemen- und Kettentriebe (nach Richter-Ohlendorf)



Ablesebeispiel: Antrieb durch Elektromotor; mittlere Anlaufverhältnisse; Vollast, mäßige Stöße; 8 h tägliche Laufzeit. Hierfür wird bei einem Kettentrieb der Anwendungsfaktor $K_A = 1,6$.

Anlage 2-3 [18]



Anlage 2-4 [18]

Zahnscheiben- bezeichnung	Zähne- Zahl	Zahn- scheiben- typ	Buchsen- nummer	Max. Boh- rungen	Durchmesser			A	B	E	F	K	L	M	Gewicht (kg)	Massen- trägerheit 10 ⁻⁴ (kgm ²)
					Wirk-	Außen-	Bordscheibe									
8M-25S-36	25	1F*	VB/12	32	63.66	62.06	70	-	49	10	45	-	55	-	1.02	4.65
8M-28S-36	28	3F*	1210	32	71.30	69.70	75	-	-	-	45	-	-	-	1.11	6.92
8M-30S-36	30	3F*	1610	42	76.39	74.79	82,5	-	-	-	45	-	-	-	1.22	9.26
8M-32S-36	32	3F*	1610	42	81.49	79.89	87	-	-	-	45	-	-	-	1.45	12.37
8M-34S-36	34	3F*	1610	42	86.58	84.98	91	-	-	-	45	-	-	-	1.66	15.77
8M-36S-36	36	3F*	1610	42	91.67	90.07	97	-	-	-	45	-	-	-	1.90	20.28
8M-38S-36	38	3F*	1610	42	96.77	95.17	102	-	-	-	45	-	-	-	2.21	26.28
8M-40S-36	40	3F*	2012	50	101.86	100.26	106	-	-	-	45	-	-	-	2.36	31.19
8M-45S-36	45	3F*	2012	50	114.59	112.99	120	-	-	-	45	-	-	-	3.07	50.15
8M-48S-36	48	3F*	2012	50	122.23	120.63	128	-	-	-	45	-	-	-	3.30	62.31
8M-50S-36	50	3F*	2012	50	127.32	125.72	135	-	-	-	45	-	-	-	3.58	72.25
8M-56S-36	56	3F*	2517	60	142.60	141.00	150	-	-	-	45	-	-	-	4.48	115.19
8M-60S-36	60	3F*	2517	60	152.79	151.19	158	-	-	-	45	-	-	-	5.30	157.20
8M-64S-36	64	3F*	2517	60	162.97	161.37	168	-	-	-	45	-	-	-	6.19	191.32
8M-75S-36	75	2*	3020	75	190.99	189.39	-	-	150	6	45	-	51	-	8.72	392.22
8M-80S-36	80	2*	3020	75	203.72	202.12	-	-	150	6	45	-	51	-	9.96	505.75
8M-90S-36	90	9*	3020	75	229.18	227.58	-	197	150	-	45	3	51	3	10.41	636.42
8M-112S-36	112	9*	3020	75	285.21	283.61	-	253	150	-	45	3	51	3	14.01	1326.76
8M-140S-36	140	10*	3020	75	356.51	354.91	-	324	150	-	45	3	51	3	11.98	1747.45
8M-168S-36	168	10*	3525	100	427.81	426.21	-	396	198	-	45	10	65	10	23.91	4693.42
8M-192S-36	192	10*	3525	100	488.92	487.32	-	457	198	-	45	10	65	10	26.53	7055.91

Anlage 2-5 [18]

Wirklänge (mm)	Längen- korrektur- faktor	Zähne- zahl
640	0,79	80
720	0,83	90
800	0,87	100
896	0,91	112
960	0,94	120
1.000	0,96	125
1.040	0,97	130
1.120	1,00	140
1.200	1,03	150
1.224	1,03	153
1.280	1,05	160
1.440	1,10	180
1.600	1,14	200
1.760	1,17	220
1.792	1,18	224
2.000	1,22	250
2.200	1,26	275
2.240	1,26	280
2.400	1,29	300
2.520	1,31	315
2.600	1,32	325

Anlage 2-6 [18]

Riemenbreite	12	21	36	62
Breitenfaktor	1	1,75	3,00	5,17

Anlage 2-7 [18]

Drehzahl der kleinen Scheibe	Leistungswerte der kleinen Zahnscheibe																	
	Zähnezahl																	
	22	25	28	30	32	34	36	38	40	45	48	50	56	60	64	75	80	
	Wirkdurchmesser																	
	56,02	63,66	71,30	76,39	81,49	86,58	91,67	96,77	101,86	114,59	122,23	127,32	142,60	152,79	162,97	190,99	203,72	
10	0,11	0,13	0,15	0,17	0,18	0,19	0,21	0,22	0,23	0,26	0,28	0,30	0,34	0,36	0,39	0,46	0,49	
20	0,17	0,21	0,24	0,26	0,28	0,31	0,33	0,35	0,37	0,42	0,45	0,48	0,54	0,58	0,62	0,74	0,79	
40	0,29	0,34	0,40	0,44	0,48	0,51	0,55	0,59	0,63	0,72	0,77	0,81	0,92	0,99	1,07	1,27	1,36	
60	0,39	0,47	0,55	0,61	0,66	0,71	0,76	0,82	0,87	1,00	1,08	1,13	1,28	1,39	1,49	1,77	1,89	
100	0,59	0,72	0,84	0,93	1,01	1,09	1,17	1,26	1,34	1,54	1,66	1,74	1,98	2,14	2,30	2,74	2,93	
200	1,06	1,29	1,53	1,68	1,83	1,99	2,14	2,29	2,44	2,82	3,05	3,20	3,64	3,94	4,24	5,04	5,41	
300	1,50	1,84	2,17	2,40	2,62	2,84	3,06	3,28	3,50	4,05	4,37	4,59	5,23	5,66	6,09	7,25	7,78	
400	1,92	2,36	2,80	3,09	3,38	3,67	3,95	4,24	4,53	5,24	5,66	5,94	6,78	7,34	7,89	9,41	10,09	
500	2,33	2,87	3,41	3,77	4,12	4,47	4,83	5,18	5,53	6,40	6,92	7,27	8,30	8,98	9,66	11,51	12,35	
600	2,73	3,37	4,01	4,43	4,85	5,27	5,68	6,10	6,51	7,54	8,16	8,57	9,78	10,59	11,39	13,59	14,58	
700	3,12	3,86	4,59	5,08	5,56	6,05	6,53	7,01	7,48	8,67	9,38	9,85	11,25	12,18	13,11	15,63	16,77	
800	3,50	4,34	5,17	5,72	6,27	6,81	7,36	7,90	8,44	9,78	10,58	11,11	12,70	13,75	14,79	17,65	18,93	
900	3,88	4,81	5,74	6,35	6,96	7,57	8,18	8,78	9,38	10,88	11,77	12,36	14,13	15,30	16,46	19,64	21,07	
1.000	4,25	5,28	6,30	6,98	7,65	8,32	8,99	9,65	10,32	11,96	12,95	13,60	15,54	16,83	18,11	21,61	23,18	
1.200	4,98	6,20	7,41	8,21	9,00	9,80	10,59	11,37	12,16	14,10	15,27	16,04	18,33	19,86	21,37	25,49	27,34	
1.400	5,69	7,10	8,49	9,41	10,33	11,25	12,16	13,06	13,97	16,21	17,55	18,43	21,08	22,83	24,57	29,30	31,43	
1.600	6,39	7,98	9,56	10,60	11,64	12,67	13,70	14,73	15,75	18,28	19,79	20,79	23,78	25,75	27,71	33,04	35,44	
1.800	7,08	8,85	10,61	11,77	12,93	14,08	15,22	16,37	17,50	20,32	22,00	23,12	26,44	28,63	30,81	36,72	39,38	
2.000	7,75	9,71	11,64	12,92	14,20	15,46	16,73	17,98	19,23	22,34	24,18	25,41	29,06	31,47	33,86	40,34	43,24	
2.400	9,07	11,38	13,67	15,18	16,69	18,19	19,68	21,16	22,63	26,29	28,46	29,91	34,19	37,02	39,82	47,39	50,77	
2.800	10,36	13,02	15,65	17,39	19,12	20,84	22,56	24,26	25,95	30,15	32,64	34,29	39,19	42,41	45,60	54,20	58,02	
3.200	11,61	14,61	17,59	19,55	21,51	23,45	25,38	27,29	29,20	33,92	36,71	38,56	44,05	47,65	51,21	60,76		
3.500	12,53	15,79	19,01	21,14	23,26	25,36	27,45	29,53	31,59	36,69	39,70	41,70	47,61	51,48	55,30			
4.000	14,03	17,71	21,34	23,74	26,13	28,49	30,84	33,17	35,48	41,19	44,56	46,79	53,36	57,66				
4.500	15,49	19,58	23,62	26,28	28,92	31,54	34,14	36,71	39,27	45,56	49,27	51,71						
5.000	16,92	21,41	25,84	28,76	31,65	34,51	37,35	40,16	42,95	49,79	53,81	56,45						
5.500	18,31	23,19	28,00	31,17	34,31	37,41	40,48	43,51	46,52	53,87								

Anlage 2-8[18]

Drehzahl der kleinen Scheibe	1,00	1,02	1,05	1,10	1,15	1,21	1,30	1,43	1,64	2,15 and over
	1,02	1,05	1,10	1,15	1,21	1,30	1,43	1,64	2,15	
20	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
40	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02
60	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02	0,02	0,03	0,03
100	0,00	0,01	0,01	0,02	0,02	0,03	0,04	0,04	0,05	0,05
200	0,00	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,11
300	0,00	0,02	0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,12	0,14	0,16
400	0,00	0,02	0,05	0,07	0,09	0,12	0,14	0,17	0,19	0,21
500	0,00	0,03	0,06	0,09	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24	0,27
600	0,00	0,04	0,07	0,11	0,14	0,18	0,21	0,25	0,28	0,32
700	0,00	0,04	0,08	0,12	0,17	0,21	0,25	0,29	0,33	0,37
800	0,00	0,05	0,09	0,14	0,19	0,24	0,28	0,33	0,38	0,43
900	0,00	0,05	0,11	0,16	0,21	0,27	0,32	0,37	0,43	0,48
1.000	0,00	0,06	0,12	0,18	0,24	0,30	0,36	0,42	0,47	0,53
1.200	0,00	0,07	0,14	0,21	0,28	0,36	0,43	0,50	0,57	0,64
1.400	0,00	0,08	0,17	0,25	0,33	0,42	0,50	0,58	0,66	0,75
1.600	0,00	0,10	0,19	0,29	0,38	0,47	0,57	0,66	0,76	0,85
1.800	0,00	0,11	0,21	0,32	0,43	0,53	0,64	0,75	0,85	0,96
2.000	0,00	0,12	0,24	0,36	0,47	0,59	0,71	0,83	0,95	1,07
2.400	0,00	0,14	0,28	0,43	0,57	0,71	0,85	1,00	1,14	1,28
2.800	0,00	0,17	0,33	0,50	0,66	0,83	1,00	1,16	1,33	1,50
3.200	0,00	0,19	0,38	0,57	0,76	0,95	1,14	1,33	1,52	1,71
3.500	0,00	0,21	0,41	0,62	0,83	1,04	1,25	1,45	1,66	1,87
4.000	0,00	0,24	0,47	0,71	0,95	1,19	1,42	1,66	1,90	2,14
4.500	0,00	0,27	0,53	0,80	1,07	1,34	1,60	1,87	2,14	2,40
5.000	0,00	0,30	0,59	0,89	1,19	1,48	1,78	2,08	2,37	2,67
5.500	0,00	0,33	0,65	0,98	1,30	1,63	1,96	2,28	2,61	2,94

Anhang 4-1

Befehlszeile	Programmeingabe
1	finish
2	/clear
3	/prep7
4	numstr,node,1000
5	numstr,kp,1000
6	numstr,line,1000
7	numstr,area,1000
8	numstr,volume,1000
9	EGROESSE=20
10	/aux15
11	ioptn,iges,nodefeat
12	ioptn,merge,yes
13	ioptn,solid,no
14	ioptn,gtoler,file
15	igesin,'Rahmen','igs','
16	lplot
17	/prep7
18	!acel,0,-3*9810,0
19	acel,2*1.1*9810,-2*9810,0
20	!acel,0,-2*9810,1.5*1.1*9810
21	!acel,0,-1.8*9810,-1.5*1.1*9810
22	!acel,0,1.5*9810,0
23	et,1,16
24	et,2,21
25	keyopt,2,3,2
26	mp,ex,1,210000
27	mp,nuxy,1,0.33
28	mp,dens,1,0.00000000785
29	mp,ex,2,2100000
30	mp,nuxy,2,0.33
31	mp,ex,3,21000

32	mp,nuxy,3,0.33
33	r,1,15,1
34	r,2,20,2
35	r,3,25,1.75
36	r,4,25,2.5
37	r,5,25,8.5
38	r,6,25,6
39	r,7,16,2
40	r,8,15,2
41	r,9,0.002
42	r,10,0.004
43	r,11,0.005
44	r,12,0.068
45	r,13,0.010
46	r,14,0.080
47	r,15,0.015
48	r,16,0.0155
49	lsel,s,,,1151
50	lsel,a,,,1149
51	lsel,a,,,1155
52	lsel,a,,,1141
53	lsel,a,,,1118
54	lsel,a,,,1163
55	lsel,a,,,1130
56	lsel,a,,,1119
57	lsel,a,,,1062
58	lsel,a,,,1088
59	lsel,a,,,1006
60	lsel,a,,,1005
61	lsel,a,,,1000
62	lsel,a,,,1001
63	lsel,a,,,1098
64	lsel,a,,,1052

65	lssel,a,,,1046
66	lssel,a,,,1047
67	lssel,a,,,1048
68	type,1
69	mat,1
70	real,1
71	esize,EGROESSE
72	lmesh,all
73	lssel,s,,,1002
74	lssel,a,,,1003
75	lssel,a,,,1007
76	lssel,a,,,1009
77	lssel,a,,,1008
78	lssel,a,,,1010
79	lssel,a,,,1012
80	lssel,a,,,1011
81	lssel,a,,,1184
82	lssel,a,,,1016
83	lssel,a,,,1015
84	lssel,a,,,1013
85	lssel,a,,,1014
86	lssel,a,,,1017
87	lssel,a,,,1019
88	lssel,a,,,1027
89	lssel,a,,,1026
90	lssel,a,,,1018
91	lssel,a,,,1020
92	lssel,a,,,1039
93	lssel,a,,,1040
94	lssel,a,,,1035
95	lssel,a,,,1037
96	lssel,a,,,1033
97	lssel,a,,,1034

98	lssel,a,,,1038
99	lssel,a,,,1036
100	lssel,a,,,1043
101	lssel,a,,,1044
102	lssel,a,,,1045
103	lssel,a,,,1053
104	lssel,a,,,1054
105	lssel,a,,,1055
106	lssel,a,,,1056
107	lssel,a,,,1057
108	lssel,a,,,1058
109	lssel,a,,,1023
110	lssel,a,,,1024
111	lssel,a,,,1025
112	lssel,a,,,1028
113	lssel,a,,,1031
114	lssel,a,,,1032
115	lssel,a,,,1097
116	lssel,a,,,1096
117	lssel,a,,,1249
118	lssel,a,,,1250
119	lssel,a,,,1090
120	lssel,a,,,1091
121	lssel,a,,,1086
122	lssel,a,,,1093
123	lssel,a,,,1072
124	lssel,a,,,1071
125	lssel,a,,,1066
126	lssel,a,,,1061
127	lssel,a,,,1095
128	lssel,a,,,1110
129	lssel,a,,,1104
130	lssel,a,,,1114

131	lssel,a,,,1115
132	lssel,a,,,1089
133	type,1
134	mat,1
135	real,2
136	esize,EGROESSE
137	lmesh,all
138	lssel,s,,,1145
139	lssel,a,,,1143
140	lssel,a,,,1142
141	lssel,a,,,1137
142	lssel,a,,,1144
143	lssel,a,,,1146
144	lssel,a,,,1147
145	lssel,a,,,1150
146	lssel,a,,,1148
147	lssel,a,,,1156
148	lssel,a,,,1136
149	lssel,a,,,1138
150	lssel,a,,,1139
151	lssel,a,,,1140
152	lssel,a,,,1157
153	lssel,a,,,1132
154	lssel,a,,,1135
155	lssel,a,,,1134
156	lssel,a,,,1167
157	lssel,a,,,1168
158	lssel,a,,,1120
159	lssel,a,,,1131
160	lssel,a,,,1121
161	lssel,a,,,1129
162	lssel,a,,,1122
163	lssel,a,,,1123

164	lssel,a,,,1124
165	lssel,a,,,1125
166	lssel,a,,,1162
167	lssel,a,,,1152
168	lssel,a,,,1153
169	lssel,a,,,1161
170	lssel,a,,,1164
171	lssel,a,,,1160
172	lssel,a,,,1128
173	lssel,a,,,1126
174	lssel,a,,,1127
175	lssel,a,,,1094
176	lssel,a,,,1099
177	lssel,a,,,1100
178	lssel,a,,,1102
179	lssel,a,,,1103
180	lssel,a,,,1087
181	lssel,a,,,1105
182	lssel,a,,,1106
183	lssel,a,,,1108
184	lssel,a,,,1109
185	lssel,a,,,1111
186	lssel,a,,,1231
187	lssel,a,,,1242
188	lssel,a,,,1165
189	lssel,a,,,1166
190	lssel,a,,,1075
191	lssel,a,,,1076
192	lssel,a,,,1021
193	lssel,a,,,1022
194	lssel,a,,,1079
195	lssel,a,,,1092
196	lssel,a,,,1042

197	lssel,a,,,1041
198	lssel,a,,,1212
199	type,1
200	mat,1
201	real,3
202	esize,EGROESSE
203	lmesh,all
204	lssel,s,,,1101
205	lssel,a,,,1117
206	lssel,a,,,1116
207	lssel,a,,,1285
208	lssel,a,,,1287
209	lssel,a,,,1286
210	lssel,a,,,1288
211	lssel,a,,,1289
212	lssel,a,,,1113
213	lssel,a,,,1112
214	lssel,a,,,1107
215	lssel,a,,,1070
216	lssel,a,,,1067
217	lssel,a,,,1068
218	lssel,a,,,1069
219	lssel,a,,,1060
220	lssel,a,,,1281
221	lssel,a,,,1073
222	lssel,a,,,1074
223	lssel,a,,,1282
224	lssel,a,,,1077
225	lssel,a,,,1283
226	lssel,a,,,1078
227	lssel,a,,,1081
228	lssel,a,,,1284
229	lssel,a,,,1080

230	lsel,a,,,1082
231	lsel,a,,,1083
232	lsel,a,,,1084
233	lsel,a,,,1085
234	type,1
235	mat,1
236	real,4
237	esize,EGROESSE
238	lmesh,all
239	lsel,s,,,1158
240	lsel,a,,,1159
241	lsel,a,,,1004
242	lsel,a,,,1051
243	lsel,a,,,1050
244	lsel,a,,,1049
245	lsel,a,,,1029
246	lsel,a,,,1030
247	type,1
248	mat,1
249	real,5
250	esize,EGROESSE
251	lmesh,all
252	lsel,s,,,1180
253	lsel,a,,,1181
254	lsel,a,,,1182
255	lsel,a,,,1183
256	lsel,a,,,1133
257	lsel,a,,,1169
258	lsel,a,,,1170
259	lsel,a,,,1171
260	lsel,a,,,1172
261	lsel,a,,,1173
262	lsel,a,,,1174

263	lssel,a,,,1175
264	lssel,a,,,1176
265	lssel,a,,,1177
266	lssel,a,,,1178
267	lssel,a,,,1179
268	type,1
269	mat,1
270	real,6
271	esize,EGROESSE
272	lmesh,all
273	lssel,s,,,1210
274	lssel,a,,,1205
275	lssel,a,,,1204
276	lssel,a,,,1209
277	lssel,a,,,1261
278	lssel,a,,,1263
279	lssel,a,,,1264
280	lssel,a,,,1197
281	lssel,a,,,1195
282	lssel,a,,,1198
283	lssel,a,,,1196
284	lssel,a,,,1271
285	lssel,a,,,1273
286	lssel,a,,,1277
287	lssel,a,,,1200
288	lssel,a,,,1202
289	lssel,a,,,1201
290	lssel,a,,,1199
291	lssel,a,,,1274
292	lssel,a,,,1276
293	lssel,a,,,1279
294	lssel,a,,,1214
295	lssel,a,,,1207

296	lsl,a,,,1206
297	lsl,a,,,1213
298	lsl,a,,,1266
299	lsl,a,,,1268
300	lsl,a,,,1269
301	ldele,all
302	k,1,239.050,369.8076,-479.6811
303	k,2,239.050,122.0093,-479.6811
304	k,3,259.932,132.3594,-761.1066
305	k,4,259.932,306.9625,-761.1059
306	k,5,210.0000,370.0000,-624.97
307	k,6,76.4052,469.5939,-624.9790
308	k,7,280.0000,326.0000,-2114.97
309	k,8,280.0000,135.0000,-2114.97
310	k,9,280.0000,135.0000,-2434.97
311	k,10,280.0000,326.0000,-2394.97
312	k,11,245.0000,326.0000,-2254.97
313	k,12,55.00000,416.0000,-2254.97
314	k,13,-280.0000,326.0000,-2394.97
315	k,14,-280.0000,135.0000,-2434.97
316	k,15,-280.0000,135.0000,-2114.97
317	k,16,-280.0000,326.0000,-2114.97
318	k,17,-245.0000,326.0000,-2254.97
319	k,18,-55.00000,416.0000,-2254.97
320	k,19,-259.9325,306.9625,-761.105
321	k,20,-259.9326,132.3594,-761.106
322	k,21,-239.050,122.0093,-479.681
323	k,22,-239.050,369.8076,-479.681
324	k,23,-210.0001,370.0000,-624.979
325	k,24,-76.4052,469.5939,-624.979
326	l,1,1418
327	l,2,1409
328	l,3,1409

329	l,4,1418
330	l,5,1523
331	l,5,1525
332	l,7,1388
333	l,8,1391
334	l,9,1391
335	l,10,1388
336	l,11,1543
337	l,11,1545
338	l,13,1399
339	l,14,1403
340	l,15,1403
341	l,16,1399
342	l,17,1549
343	l,17,1551
344	l,19,1427
345	l,20,1413
346	l,21,1413
347	l,22,1427
348	l,23,1533
349	l,23,1535
350	l,sel,s,,,1215
351	l,sel,a,,,1208
352	l,sel,a,,,1219
353	l,sel,a,,,1220
354	l,sel,a,,,1194
355	l,sel,a,,,1216
356	l,sel,a,,,1225
357	l,sel,a,,,1226
358	l,sel,a,,,1211
359	l,sel,a,,,1217
360	l,sel,a,,,1222
361	l,sel,a,,,1221

362	lssel,a,,,1203
363	lssel,a,,,1218
364	lssel,a,,,1223
365	lssel,a,,,1224
366	type,1
367	mat,2
368	real,5
369	esize,EGROESSE
370	lmesh,all
371	lssel,s,,,1185
372	lssel,a,,,1192
373	lssel,a,,,1188
374	lssel,a,,,1186
375	lssel,a,,,1191
376	lssel,a,,,1189
377	lssel,a,,,1193
378	lssel,a,,,1187
379	lssel,a,,,1190
380	type,1
381	mat,3
382	real,5
383	esize,EGROESSE
384	lmesh,all
385	lssel,s,,,1265
386	lssel,a,,,1278
387	lssel,a,,,1280
388	lssel,a,,,1270
389	type,1
390	mat,1
391	real,2
392	esize,EGROESSE
393	lmesh,all
394	lssel,s,,,1199

395	lssel,a,,,1198
396	lssel,a,,,1262
397	lssel,a,,,1272
398	lssel,a,,,1206
399	lssel,a,,,1205
400	lssel,a,,,1275
401	lssel,a,,,1261
402	lssel,a,,,1214
403	lssel,a,,,1267
404	lssel,a,,,1269
405	lssel,a,,,1271
406	type,1
407	mat,2
408	real,2
409	esize,EGROESSE
410	lmesh,all
411	lssel,s,,,1195
412	lssel,a,,,1154
413	lssel,a,,,1196
414	lssel,a,,,1197
415	lssel,a,,,1202
416	lssel,a,,,1201
417	lssel,a,,,1204
418	lssel,a,,,1200
419	lssel,a,,,1263
420	lssel,a,,,1264
421	lssel,a,,,1266
422	lssel,a,,,1268
423	lssel,a,,,1210
424	lssel,a,,,1207
425	lssel,a,,,1213
426	lssel,a,,,1209
427	type,1

428	mat,1
429	real,7
430	esize,EGROESSE
431	lmesh,all
432	lsel,s,,,1233
433	lsel,a,,,1234
434	lsel,a,,,1235
435	lsel,a,,,1236
436	lsel,a,,,1253
437	lsel,a,,,1254
438	lsel,a,,,1255
439	lsel,a,,,1256
440	lsel,a,,,1227
441	lsel,a,,,1228
442	lsel,a,,,1243
443	lsel,a,,,1244
444	lsel,a,,,1229
445	lsel,a,,,1230
446	lsel,a,,,1251
447	lsel,a,,,1252
448	lsel,a,,,1257
449	lsel,a,,,1258
450	lsel,a,,,1259
451	lsel,a,,,1260
452	lsel,a,,,1232
453	lsel,a,,,1237
454	lsel,a,,,1238
455	lsel,a,,,1239
456	lsel,a,,,1240
457	lsel,a,,,1241
458	lsel,a,,,1245
459	lsel,a,,,1246
460	lsel,a,,,1247

```
461      lsel,a,,,1248
462      type,1
463      mat,3
464      real,1
465      esize,EGROESSE
466      lmesh,all
467      lsel,s,,,1059
468      lsel,a,,,1063
469      lsel,a,,,1064
470      lsel,a,,,1065
471      type,1
472      mat,1
473      real,8
474      esize,EGROESSE
475      lmesh,all
476      l,6,1523
477      l,12,1543
478      l,18,1549
479      l,24,1533
480      lsel,s,,,1273
481      lsel,a,,,1274
482      lsel,a,,,1276
483      lsel,a,,,1277
484      type,1
485      mat,1
486      real,1
487      esize,EGROESSE
488      lmesh,all
489      ksel,s,,,1439
490      ksel,a,,,1451
491      ksel,a,,,1443
492      ksel,a,,,1447
493      nslk,s,,,all
```

494	d,all,all
495	!lsl,s,,,1286
496	!lsl,a,,,1077
497	!nsl,s,,,all
498	!d,all,all
499	ksel,s,,,1
500	ksel,a,,,1361
501	nslk,s,,,all
502	cp,next,ux,all
503	cp,next,uy,all
504	cp,next,uz,all
505	ksel,s,,,2
506	ksel,a,,,1363
507	nslk,s,,,all
508	cp,next,ux,all
509	cp,next,uy,all
510	cp,next,uz,all
511	ksel,s,,,3
512	ksel,a,,,1365
513	nslk,s,,,all
514	cp,next,ux,all
515	cp,next,uy,all
516	cp,next,uz,all
517	ksel,s,,,4
518	ksel,a,,,1367
519	nslk,s,,,all
520	cp,next,ux,all
521	cp,next,uy,all
522	cp,next,uz,all
523	ksel,s,,,5
524	ksel,a,,,1331
525	nslk,s,,,all
526	cp,next,ux,all

527	cp,next,uy,all
528	cp,next,uz,all
529	cp,next,rotx,all
530	cp,next,roty,all
531	ksel,s,,,6
532	ksel,a,,,1317
533	nslk,s,,,all
534	cp,next,ux,all
535	cp,next,uy,all
536	cp,next,uz,all
537	cp,next,rotx,all
538	cp,next,roty,all
539	ksel,s,,,7
540	ksel,a,,,1266
541	nslk,s,,,all
542	cp,next,ux,all
543	cp,next,uy,all
544	cp,next,uz,all
545	ksel,s,,,8
546	ksel,a,,,1342
547	nslk,s,,,all
548	cp,next,ux,all
549	cp,next,uy,all
550	cp,next,uz,all
551	ksel,s,,,9
552	ksel,a,,,1340
553	nslk,s,,,all
554	cp,next,ux,all
555	cp,next,uy,all
556	cp,next,uz,all
557	ksel,s,,,10
558	ksel,a,,,1339
559	nslk,s,,,all

560	cp,next,ux,all
561	cp,next,uy,all
562	cp,next,uz,all
563	ksel,s,,,11
564	ksel,a,,,1027
565	nslk,s,,,all
566	cp,next,ux,all
567	cp,next,uy,all
568	cp,next,uz,all
569	cp,next,rotx,all
570	cp,next,roty,all
571	ksel,s,,,12
572	ksel,a,,,1059
573	nslk,s,,,all
574	cp,next,ux,all
575	cp,next,uy,all
576	cp,next,uz,all
577	cp,next,rotx,all
578	cp,next,roty,all
579	ksel,s,,,13
580	ksel,a,,,1345
581	nslk,s,,,all
582	cp,next,ux,all
583	cp,next,uy,all
584	cp,next,uz,all
585	ksel,s,,,14
586	ksel,a,,,1346
587	nslk,s,,,all
588	cp,next,ux,all
589	cp,next,uy,all
590	cp,next,uz,all
591	ksel,s,,,15
592	ksel,a,,,1349

593	nsIk,s,,,all
594	cp,next,ux,all
595	cp,next,uy,all
596	cp,next,uz,all
597	ksel,s,,,16
598	ksel,a,,,1351
599	nsIk,s,,,all
600	cp,next,ux,all
601	cp,next,uy,all
602	cp,next,uz,all
603	ksel,s,,,17
604	ksel,a,,,1078
605	nsIk,s,,,all
606	cp,next,ux,all
607	cp,next,uy,all
608	cp,next,uz,all
609	cp,next,rotx,all
610	cp,next,roty,all
611	ksel,s,,,18
612	ksel,a,,,1061
613	nsIk,s,,,all
614	cp,next,ux,all
615	cp,next,uy,all
616	cp,next,uz,all
617	cp,next,rotx,all
618	cp,next,roty,all
619	ksel,s,,,19
620	ksel,a,,,1352
621	nsIk,s,,,all
622	cp,next,ux,all
623	cp,next,uy,all
624	cp,next,uz,all
625	ksel,s,,,20

626	ksel,a,,,1354
627	nslk,s,,,all
628	cp,next,ux,all
629	cp,next,uy,all
630	cp,next,uz,all
631	ksel,s,,,21
632	ksel,a,,,1357
633	nslk,s,,,all
634	cp,next,ux,all
635	cp,next,uy,all
636	cp,next,uz,all
637	ksel,s,,,22
638	ksel,a,,,1359
639	nslk,s,,,all
640	cp,next,ux,all
641	cp,next,uy,all
642	cp,next,uz,all
643	ksel,s,,,23
644	ksel,a,,,1335
645	nslk,s,,,all
646	cp,next,ux,all
647	cp,next,uy,all
648	cp,next,uz,all
649	cp,next,rotx,all
650	cp,next,roty,all
651	ksel,s,,,24
652	ksel,a,,,1319
653	nslk,s,,,all
654	cp,next,ux,all
655	cp,next,uy,all
656	cp,next,uz,all
657	cp,next,rotx,all
658	cp,next,roty,all

659	type,2
660	real,9
661	e,3643
662	type,2
663	real,10
664	e,3893
665	type,2
666	real,11
667	e,3577
668	type,2
669	real,12
670	e,3598
671	type,2
672	real,13
673	e,3950
674	type,2
675	real,14
676	e,3629
677	type,2
678	real,15
679	e,3774
680	type,2
681	real,16
682	e,2921
683	type,2
684	real,16
685	e,2933
686	type,2
687	real,16
688	e,2939
689	type,2
690	real,16
691	e,2927

```
692      allsel
693      /eshape,1
694      eplot
695      finish
696      /solve
697      solve
698      /post1
699      plnsol,s,eqv
700      /contur,,9,0,,235
701      /replot,fast
702      set,1,last
703      etable,kraftx,mfor,x
704      etable,krafty,mfor,y
705      etable,kraftz,mfor,z
706      pretab,kraftx,krafty,kraftz
```

Anlage 4-2

Befehlszeile Prgrammeingabe

```
1      finish
2      /clear
3      /prep7
4      numstr,kp,1000
5      numstr,line,1000
6      numstr,area,1000
7      numstr,volume,1000
8      /AUX15
9      IOPTN,IGES,NODEFEAT
10     IOPTN,MERGE,YES
11     IOPTN,SOLID,YES
12     IOPTN,SMALL,YES
13     IOPTN,GTOLER,FILE
14     IGESIN,'Motoraufnahme1940','IGS','C:\Finke\AnalyseMotor'
15     VPLOT
16     /prep7
17     et,1,186
18     mp,ex,1,75000
19     mp,nuxy,1,0.33
20     vsel,s,,all
21     MSHAPE,1,3
22     MSHKEY,0
23     smrtsize,5
24     vmesh,all
25     asel,s,,1143
26     nsla,s,,all
27     *get,var1,node,,count
28     f,all,fx,(116.56/var1)
29     f,all,fy,(133.41/var1)
30     f,all,fz,(575.5/var1)
```

```
31      asel,s,,1142
32      nsla,s,,all
33      *get,var2,node,,count
34      f,all,fx,(116.56/var2)
35      f,all,fy,(133.41/var2)
36      f,all,fz,(575.5/var2)
37      asel,s,,1192
38      asel,a,,1191
39      asel,a,,1190
40      asel,a,,1113
41      nsla,s,,all
42      d,all,all
43      allsel
44      finish
45      /solve
46      solve
47      /post1
48      plnsol,s,eqv
49      /contur,,9,0,,40
50      /replot,fast
```

Literaturverzeichnis

[1] Formula Student Germany, <contact@formulastudent.de>: Formula Student Germany Konzept. URL: <http://www.formulastudent.de/de/ueber-formula-studentgermany/konzept/>, verfügbar am 10.10.2009

[2] SAE International, <collegiatecompetitions@sae.org>: 2009 Formula SAE Rules. URL: <<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/2009fsaerules.pdf>>, verfügbar am 10.10.2009

[3] Trzesniowski, Michael: Rennwagentchnik, Grundlagen, Konstruktion, Komponenten, Systeme. - 1. Aufl. - Wiesbaden: Vieweg + Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 2008

[4] Suzuki International Europe, <contact@motorrad.suzuki.de>: SuzukiGSXR600. URL: [http://motorrad.suzuki.de/index.php?id=656&tx_mcproducts\[art\]=1&tx_mcproducts\[motorrad_uid\]=94&tx_mcproducts\[seite\]=2&cHash=561284a63c](http://motorrad.suzuki.de/index.php?id=656&tx_mcproducts[art]=1&tx_mcproducts[motorrad_uid]=94&tx_mcproducts[seite]=2&cHash=561284a63c), verfügbar am 10.08.09

[5] Honda Deutschland GmbH, <info@honda.de>: HondaCBR600RR. URL: http://www.honda.de/content/motorraeder/modelle_cbr600rr_daten.php, verfügbar am 07.08.09

[6] KTM-Sportmotorcycle GmbH <info@ktm.de>: KTM690 URL: <http://www.ktm.de/690-Supermoto-R.100197.8.html?&detailview=2&cHash=da62385a81>, verfügbar am 07.08.2009

[7] YamahaMotorDeutschland <contact@yamaha-motor.de> URL:
<http://www.yamaha-motor.de/products/motorcycles/supersport/yzfr6.jsp?view=techspecs>, verfügbar
am 06.08.09

[8] YamahaMotorDeutschland <contact@yamaha-motor.de> URL:
<http://www.yamaha-motor.de/products/motorcycles/supersport/yzfr6.jsp?view=techspecs>, verfügbar
am 06.08.09

[9] Honda Deutschland GmbH, <info@honda.de>: HondaCRF450X.
URL: http://www.honda.de/content/motorraeder/modelle_cbr600rr_daten.php,
verfügbar am 07.08.09

[10] ApriliaDeutschland <info@aprilia.de>: SXV550 URL:
<http://www.aprilia.de/pages/modelle/564/SXV-450-550-MY-09/>, verfügbar am
05.08.09

[11] RotaxGmbH [http<kontakt@rotax.com>](http://kontakt@rotax.com): ATV550 URL:
[//www.rotax.com/de/Engine/2004/ATV/Engine.Models.htm](http://www.rotax.com/de/Engine/2004/ATV/Engine.Models.htm), verfügbar am
30.07.09

[12] Kawasaki Motors Europe N.V. <Info@Kawasaki.de>: ZXR6 URL:
<http://www.kawasaki.de/ZX-6R>, verfügbar am 08.08.09

[13] ApriliaDeutschland <info@aprilia.de>: SXV450 URL:
<http://www.aprilia.de/pages/modelle/564/SXV-450-550-MY-09/>, verfügbar am
05.08.09

[14] KTM-Sportmotorcycle GmbH <info@ktm.de>: 530EXCR
URL: <http://www.ktm.de/530EXCR.100197.8.html?&detailview=2&cHash=da62385a81>, verfügbar am 07.08.2009

[15] Honda Deutschland GmbH, <info@honda.de>: TRX450

URL: http://www.honda.de/content/motorraeder/modelle_trx450_daten.php,
verfügbar am 07.08.09

[16] Rennstall Esslingen <rennstall@hs-esslingen.de>: Allgemeine Daten

URL: http://www.rennstall-esslingen.de/index.php?option=com_content&view=article&id=49&Itemid=58, verfügbar am 05.08.09

[17] Mahle GmbH <info@mahle.com> Mahlemotor URL:

<http://www.mahle.com/C125705E004FDAF9/CurrentBaseLink/W279VN77636S>
TULDE

[18] Walter Flender Antriebstechnik GmbH info@walterflender.de: Polychain.pdf

URL: www.walter-flender.de, verfügbar am 10.07.09

[19] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; ...: Roloff/Matek

Maschinenelemente Formelsammlung, 8. Auflage, Wiesbaden: Vieweg +
Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 2006

[20] Walter Flender Antriebstechnik GmbH

info@walterflender.de: Polychain GT Carbon.pdf

URL: www.walter-flender.de, verfügbar am 10.07.09

[21] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; ...: Roloff/Matek

Maschinenelemente Normung, Berechnung, Gestaltung, 16. Auflage,
Wiesbaden: Vieweg + Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 2006

[22] Peiter, Alexander: Handbuch der Spannungsmesspraxis, Wiesbaden:

Vieweg + Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 1992

[23] Muhs, Dieter; Wittel, Herbert; Jannasch, Dieter; ...: Roloff/Matek

Maschinenelemente Tabellen, 17. Auflage, Wiesbaden: Vieweg + Teubner
| GWV Fachverlage GmbH, 2006

[24] Niemann,G.;Winter,H.;Höhn,B.-R.:Maschinenelemente Band 1 Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen,4.Auflage, Berlin:Springer-Verlag, 2005

[25] Müller,Günther; Groth,Clemens: FEM für Praktiker – Band 1: Grundlagen, 8. Auflage, Renningen: expert Verlag, 2007

Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Mittweida, 09.11.2009

Jan Finke